



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사 학위논문

상호영향을 고려한 조류발전용 터빈의 배치에 따른 수치해석적 성능 연구

Numerical Study on Performance of Tidal Current Turbines as
Arrangement considering Interactions



한국해양대학교 대학원

조선해양시스템공학과

이 정 기

본 논문을 이정기의 공학박사 학위논문으로 인준함

위원장 : 조 효 제 (인)

위 원 : 현 범 수 (인)

위 원 : 박 중 천 (인)

위 원 : 김 정 환 (인)

위 원 : 박 선 호 (인)

2016년 6월 22일

한국해양대학교 일반대학원

목 차

List of Tables	iv
List of Figures	vi
Abstract	xii
 1. 서 론	 1
1.1 연구 배경	1
1.2 조류발전 개요	4
1.2.1 조류발전시스템 구성	7
1.2.2 국내외 조류발전 기술개발현황	8
1.2.3 조류발전단지 개발현황	13
1.3 조류발전단지설계	16
1.3.1 조류에너지 자원평가	16
1.3.2 조류발전단지설계 가이드라인	22
1.4 주요 연구내용 및 목표	25
 2. 대상 터빈 및 수치해석기법	 27
2.1 대상 터빈 선정	27
2.1.1 수평축 터빈(비교목적)	27
2.1.2 수직축 터빈	30
2.2 수치해석기법 개요	31
2.3 기본방정식	32
2.4 터빈 성능해석기법	34
2.4.1 BEMT	34
2.4.2 DMS	34
2.4.3 Cascade model	35
2.5 터빈 회전기법	35
2.5.1 MRF(Moving Reference Frame)	35

2.5.2 SMM(Sliding Mesh Method)	36
2.6 경계조건	38
3. 조류발전용 터빈 성능해석	39
3.1 성능해석 모델 검증	39
3.2 터빈 성능 평가	74
3.3 수직축 터빈의 3차원 효과	80
4. 듀얼 터빈의 상호영향에 따른 성능해석	91
4.1 개요	91
4.2 계산영역 및 경계조건	94
4.3 회전방향 영향	97
4.4 터빈간 거리 영향	101
4.5 결론	109
5. 불균일 입구조건에의 조류발전용 터빈 적용	111
5.1 개요	111
5.2 불균일 입구조건	113
5.3 불균일 입구조건 수치해석 및 터빈 적용	122
5.4 성능 결과	130
5.5 결론	144
6. 수직축 터빈을 이용한 터빈 배치 적용	146
6.1 터빈 배치방법 및 조건	146
6.2 배치방법에 따른 성능 및 속도결손	148
6.3 터빈 배치기준 및 방법	158
6.4 결론	168
7. 결론 및 향후 연구내용	170
7.1 결론	170

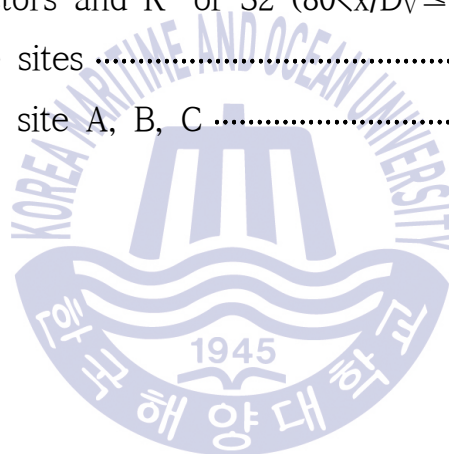
7.2 향후 연구내용	176
참고문헌	177
감사의 글	185



List of Tables

Table 1.2.1 Amount of resources by potential ocean energy in domestic (한림 연구보고서, 2012)	5
Table 1.2.2 Various plans for farm project (Zhou et al., 2013)	14
Table 1.3.1 Assessment stages for tidal stream energy	19
Table 1.3.2 Conditions for current velocity estimation	20
Table 1.3.3 Classification of tidal components	20
Table 2.1.1 Specification of HAT selected	28
Table 2.1.2 Particulars of HAT selected	29
Table 2.1.3 Specification of VAT selected	30
Table 3.1.1 Calculation conditions for hydrofoil	43
Table 3.1.2 Particulars of turbine blades and hub (Bahaj model)	50
Table 3.1.3 Calculation conditions for Bahaj model	53
Table 3.1.4 Calculation conditions (Park et al., 2014)	55
Table 3.1.5 Particulars of turbine blades and hub (Park et al. model)	56
Table 3.1.6 Calculation conditions for Hyuns' model	59
Table 3.1.7 Experiment and calculation conditions, Rawlings(2005)	61
Table 3.1.8 Calculation conditions for VAT validation	64
Table 3.1.9 Extractable energy and area as breadth variation	70
Table 3.1.10 Variations of domain size for three VATs	71
Table 3.1.11 Calculation conditions for three VATs	72
Table 3.1.12 C_{Pmean} as domain size for triple VAT	72
Table 3.2.1 Calculation conditions for 100kW-class HAT	75
Table 3.2.2 Calculation conditions for VAT selected	78
Table 3.3.1 Summary of previous studies	80
Table 3.3.2 Calculation condition for 3-D VAT	83
Table 3.3.3 Comparison of typical calculation time	84

Table 4.2.1	Calculation conditions for dual HAT	95
Table 4.2.2	Calculation conditions for dual VAT	97
Table 4.3.1	C_{Pn} of dual turbine as rotational direction	98
Table 4.4.1	C_{Pmean} of CRI case as G_y/D_V	105
Table 5.2.1	Summary of previous studies for jet flow	114
Table 5.2.2	Calculation conditions for validation of non-uniform inflow, Kwon and Seo(2005)	116
Table 5.3.1	Calculation conditions for HAT on non-uniform inflow	128
Table 5.3.2	Calculation conditions for VAT on non-uniform inflow	129
Table 6.2.1	Function, factors and R^2 of S1 ($10 \leq x/D_V \leq 80$) for each types ...	157
Table 6.2.2	Function, factors and R^2 of S2 ($80 < x/D_V \leq 240$) for each types ...	157
Table 6.3.1	Size of three sites	159
Table 6.3.2	Scenarios for site A, B, C	160



List of Figures

Fig. 1.2.1 Principle form of ocean energy	4
Fig. 1.2.2 Global tidal resource	5
Fig. 1.2.3 Proposed sites in domestic for ocean energy	6
Fig. 1.2.4 Typical tidal current turbine	7
Fig. 1.2.5 Generations of tidal energy converter	8
Fig. 1.2.6 Various prototype HATs	11
Fig. 1.2.7 Various prototype VATs	13
Fig. 1.2.8 Prototypes for field test	15
Fig. 1.3.1 Schematics of farm and flux method	17
Fig. 1.3.2 Example of tidal turbine farm	17
Fig. 1.3.3 Schematics of cells for frontal cross-section	18
Fig. 1.3.4 Example of tidal height	20
Fig. 1.3.5 Example of tidal current velocity	20
Fig. 1.3.6 Example of tidal current and height experiment	21
Fig. 1.3.7 Example of grid and various hydrodynamic numerical models	22
Fig. 1.3.8 Marine renewable energy guides supported by EMEC	23
Fig. 1.3.9 Device spacing for generic HAT	24
Fig. 2.1.1 3-D model of HAT selected	28
Fig. 2.1.2 3-D model of VAT selected	30
Fig. 2.5.1 Example of MRF model for single impeller	36
Fig. 2.5.2 Example of MRF model for dual impeller	36
Fig. 2.5.3 Example of SMM for rotating blades with guide vanes	37
Fig. 3.1.1 Resultant velocity as azimuthal angle for VAT	40
Fig. 3.1.2 Angle of attack with respect to azimuthal angle	41
Fig. 3.1.3 Grid system for hydrofoil calculation	42
Fig. 3.1.4 Lift coefficient as angle of attack	44

Fig. 3.1.5 Drag coefficient as angle of attack	44
Fig. 3.1.6 Pressure contour and streamline at $\alpha=6^\circ$ (2-D)	45
Fig. 3.1.7 Pressure contour and streamline at $\alpha=12^\circ$ (2-D)	45
Fig. 3.1.8 Pressure contour and streamline at $\alpha=16.5^\circ$ (2-D)	46
Fig. 3.1.9 Pressure contour and streamline at $\alpha=22^\circ$ (2-D)	46
Fig. 3.1.10 Pressure contour and streamline at $\alpha=12^\circ$ (3-D)	47
Fig. 3.1.11 Pressure contour and streamline at $\alpha=16.5^\circ$ (3-D)	47
Fig. 3.1.12 Pressure contour and streamline at $\alpha=20^\circ$ (3-D)	48
Fig. 3.1.13 Pressure contour and streamline at $\alpha=22^\circ$ (3-D)	48
Fig. 3.1.14 Experiment results of Bahaj et al.(2007)	49
Fig. 3.1.15 3-D CAD model of HAT (Bahaj et al., 2007)	49
Fig. 3.1.16 Grid system for Bahaj model	51
Fig. 3.1.17 Grid system on blades and hub	52
Fig. 3.1.18 Comparison of power coefficient between experiment and calculations	53
Fig. 3.1.19 Comparison of thrust coefficient between experiment and calculations	54
Fig. 3.1.20 Calculation results (Park et al., 2014)	54
Fig. 3.1.21 Grid system on blades for Parks' model	55
Fig. 3.1.22 Comparison of power coefficient between present results and data, Parks' model	57
Fig. 3.1.23 Experiment results with respect to rotational speed, Hyun(2012)	58
Fig. 3.1.24 Grid system and boundadry conditions for Hyuns' model	58
Fig. 3.1.25 Comparison results between experiment and present calculation (Hyuns' model)	59
Fig. 3.1.26 Experiment and CFD results, Howell et al.(2010)	60
Fig. 3.1.27 CFD results, Castelli et al.(2010)	60
Fig. 3.1.28 Experiment and CFD results, Rawlings(2005)	62
Fig. 3.1.29 Power coefficient of struts, Rawlings(2005)	62

Fig. 3.1.30 Grid system for VAT validation	63
Fig. 3.1.31 Power coefficient as azimuthal angle with respect to TSR	65
Fig. 3.1.32 Comparison C_{Pmean} between Rawlings' data and present 2-D CFD results	66
Fig. 3.1.33 Relationship between H/D and C_P , Hyun and Lee(2013)	67
Fig. 3.1.34 Comparison of C_{Pmean} between Rawlings' results and present CFD	67
Fig. 3.1.35 Influence of proportional extraction on tidal speed, Yang(2011) ..	69
Fig. 3.1.36 Schematics of flux and extracted energy rate for simple channel	69
Fig. 3.1.37 Extracted rate and current speed decrement as area	70
Fig. 3.1.38 Domain size test for three VATs	71
Fig. 3.1.39 C_P of single blade as azimuthal angle for case 4	73
Fig. 3.2.1 Boundary conditions and domain size for 100kW-class HAT	74
Fig. 3.2.2 Grid around blade and hub for 100kW-class HAT	75
Fig. 3.2.3 C_P results as TSR for HAT	76
Fig. 3.2.4 Pressure contours of pressure side between TSR=5.0 and 9.0	76
Fig. 3.2.5 Pressure contours of suction side between TSR=5.0 and 9.0	77
Fig. 3.2.6 C_{Pmean} results as TSR for VAT	79
Fig. 3.2.7 C_P of three blades as azimuthal angle with respect to TSR	79
Fig. 3.2.8 Power coefficient of single blade with respect to TSR	80
Fig. 3.3.1 Comparison of power coefficient between numerical and experimental results, Howell et al.(2010)	80
Fig. 3.3.2 Upwind and downwind interference factors, Paraschivoiu et al.(1988)	82
Fig. 3.3.3 Specific power with respect to aspect ratio, Paraschivoiu et al.(1988)	82
Fig. 3.3.4 Comparison of C_{Pmean} between 2-D and 3-D	84
Fig. 3.3.5 Comparison of C_P for three blades between blade tip and mid-span	85

Fig. 3.3.6 Comparison of C_p for single blade between blade tip and mid-span	85
Fig. 3.3.7 Velocity contours around 2-D and 3-D blades	87
Fig. 3.3.8 Notation for turbine blades' coordinates	88
Fig. 3.3.9 Comparison of pressure coefficient between 2-D and 3-D with respect to $\theta=20, 140, 260$ deg.	89
Fig. 4.1.1 Example of wave farm	91
Fig. 4.1.2 An illustration of tidal farm (2-D)	93
Fig. 4.2.1 Grid system and boundary conditions for dual HAT	94
Fig. 4.2.2 Grid system on T1 and T2	95
Fig. 4.2.3 Schematics for rotational direction of dual VAT	96
Fig. 4.3.1 C_p of single blade as azimuthal angle with respect to rotational direction for dual VAT	99
Fig. 4.3.2 Comparison of pressure coefficient between T1 and T2 with respect to rotational direction for dual VAT	100
Fig. 4.4.1 Comparison of C_p between single and dual turbine with respect to gap ratio	101
Fig. 4.4.2 Comparison of pressure contour between single and dual HAT on pressure side	102
Fig. 4.4.3 Comparison of pressure contour between single and dual HAT on suction side	103
Fig. 4.4.4 Velocity contour of dual HAT at $x/D_H=0, y/D_H=0, z/D_H=0$	104
Fig. 4.4.5 Velocity contours as G_y/D_V	107
Fig. 4.4.6 Comparison of V_x/V_∞ at longitudinal centerline between turbines for CRI cases	108
Fig. 4.4.7 Comparison of $C_{p\text{mean}}$ as G_y/D_V	109
Fig. 5.1.1 35kW-class VAT test in Hadong thermal power plant	112
Fig. 5.2.1 Schematic diagram of the round pure jet, Kwon and Seo(2005)	114

Fig. 5.2.2 Grid system and boundary conditions for validation of non-uniform inflow	116
Fig. 5.2.3 Comparison of u/U_{max} between w/ and w/o profile at $x/D_F=20, 25$	118
Fig. 5.2.4 Comparison of velocity profiles between w/ and w/o profile at $x/D_F=0.5, 1.0, 2.0, 4.0$	120
Fig. 5.2.5 Comparison of velocity profiles between Xu and Antonia result and present CFD at $x/D_F=3.0$	121
Fig. 5.3.1 Schematics of discharged channel with VATs (2-D)	122
Fig. 5.3.2 Example of HATs' application around inlet	123
Fig. 5.3.3 Example of VATs' application around inlet	123
Fig. 5.3.4 Inlet conditions	124
Fig. 5.3.5 Comparison of velocity profiles as various x/D_F 's for case I and II	126
Fig. 5.3.6 Grid system and boundary conditions in fluid with HAT	127
Fig. 5.3.7 Grid system and boundary conditions in fluid with VAT(2-D)	128
Fig. 5.4.1 C_p and power with respect to x/D_F 's for HAT	131
Fig. 5.4.2 C_p with respect to TSR as x/D_F 's for HAT	131
Fig. 5.4.3 Comparison of pressure contour on pressure side at $x/D_F=1.0$ and 4.0	133
Fig. 5.4.4 Comparison of pressure contour on suction side at $x/D_F=1.0$ and 4.0	133
Fig. 5.4.5 Comparison of velocity contour behind turbine at $1.0D_H$	134
Fig. 5.4.6 Comparison of velocity contour behind turbine at $2.0D_H$	135
Fig. 5.4.7 Comparison of vorticity contour around blade tip between at $x/D_F=1.0$ and 4.0	136
Fig. 5.4.8 Pressure difference with respect to x/D_F 's for HAT	136
Fig. 5.4.9 Comparison of C_p for single blade with respect to $x/D_F=1.0, 2.0, 5.0$	138

Fig. 5.4.10 C_{Pmean} and power with respect to x/D_F 's	138
Fig. 5.4.11 C_{Pmean} and power with respect to D_V/D_F	139
Fig. 5.4.12 Layout of turbines for Case I and II	140
Fig. 5.4.13 Comparison of the mean power coefficients for all cases	142
Fig. 5.4.14 Comparison of the power for all cases	143
Fig. 6.1.1 Illustration of arrangements for Single and Canard-types	148
Fig. 6.2.1 C_{Pmean} of each turbine for Single and Canard-types	149
Fig. 6.2.2 C_{Pmean} per unit and C_{Pn} for Single and Canard-types	149
Fig. 6.2.3 Total power and power per unit for Single and Canard-types	150
Fig. 6.2.4 Comparison of wake velocity profiles at $x/D_V=1.0, 2.0, 4.0, 6.0$ for Single and Canard-types	152
Fig. 6.2.5 Comparison of wake velocity profiles at $x/D_V=10, 20, 30, 40$ for Single and Canard-types	154
Fig. 6.2.6 Comparison of wake velocity profiles at $x/D_V=80, 120, 160, 200, 240$ for Single and Canard-types	155
Fig. 6.2.7 V_x/V_∞ with respect to x/D_V for Single and Canard-types	156
Fig. 6.2.8 $(V_{def})_{mean}$ with respect to x/D_V for Canard-types	156
Fig. 6.2.9 Longitudinal position of $(V_{def})_{mean}=0.1, 0.15, 0.2$ for Single and Canard-types	158
Fig. 6.3.1 Example of typical arrangements for turbine	159
Fig. 6.3.2 Comparison of C_P as azimuthal angle for front and rear turbine	161
Fig. 6.3.3 Comparison of total power and power per unit for Non-staggered arrangement	163
Fig. 6.3.4 Comparison of total power and power per unit for staggered arrangement	165
Fig. 6.3.5 Hexagonal staggered arrangements proposed	166

Numerical Study on Performance of Tidal Current Turbines as Arrangement considering Interactions

Lee, Jeong Ki

Division of Naval Architecture & Ocean Systems Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

There are plenty of renewable energies in the ocean. Among the renewable energies, tidal energy is the reliable and unlimited resource since the tides are caused by gravitational force exerted by the moon and the sun. In order to utilize tidal energy, many companies have been developed various turbine systems which generally consisted of horizontal-axis turbine(HAT) and vertical-axis turbine(VAT) and developed systems have been performed field test for evaluation of turbine efficiency and grid connection.

Tidal farm have multi-arrayed turbine systems for utilizing tidal stream energy. It is also required that each unit has to be deployed in order to avoid hydrodynamic interference between turbines and environmental effects. For horizontal-axis turbine(HAT) farm, the European Marine Energy Centre(EMEC) proposed guidelines that turbines must be spaced far apart, but there are no regulation and suggestion for vertical-axis turbine(VAT). Moreover performances of adjacent VATs are able to be increased or decreased, so that it is important to find suitable VATs arrangement.

The present paper deals with the numerical study on performance vertical-axis turbine system as arrangement considering interaction using CFD.

All numerical study was performed using FLUENT which was based on Reynolds averaged Navier-Stokes(RANS) equations and contents of this study were consist of four parts.

For the study of first, hydrodynamic aspects on three-dimensional effects were investigated for VAT. Performance of VAT can be evaluated to convenient 2-D calculation for simple geometry but there are some discrepancy between experiment and 2-D results. In this respect, it is important to investigate the differences of flow characteristics between 2-D and 3-D. Numerical approach was made to reveal the differences of flow physics between 2-D estimation and rigorous 3-D simulation. It was shown that the 3-D effects were dominant mainly due to the variation of tip vortices around the tip region of rotor blade, causing the loss of lift for steadily translating hydrofoil and the reduction of torque for rotating turbine blade. Due to the 3-D effect, efficiency of 3-D turbine had discrepancy about 16% than 2-D efficiency on $TSR=3$.

For the study of second, numerical calculations were performed to investigate interactions between adjacent two turbines in terms of rotational direction, distance between turbines, diameter. For VATs, it has advantage that each turbine rotates counter-clockwise and clockwise direction, its power coefficient was higher about 9.2% than two times of single turbines' and such improvement caused by increasing velocity between turbines. Performance change were almost disappear that each turbine were spaced 15times of turbine diameter apart. On the other hand, for adjacent HATs, it doesn't have advantage and efficiency was decreased just about 4% than two times of single HAT on high TSR.

For the study of third, non-uniform inflow characteristics and turbine performance on the flow condition were investigated. Thermal and nuclear power plants on shore commonly use the sea water for cooling facility.

Discharged cooling water has the high kinematic energy potential due to amount of water flux. Discharged channel can be assumed to a kind of confined water and flow characteristics around its inlet was similar with jet flow due to flux about 50ton per second. In this respect, numerical analyses were made to investigate for turbine performance on the non-uniform inflow condition in terms of turbine diameter to inlet size, axial distance, single and dual inlet. Basically, Performance of VAT operated on the non-uniform condition was decreased 15% compared with uniform condition. For the single inlet with HAT and VAT, the mean power coefficient appeared to be gradually decreased with increasing distance, and maximum power was obtained when the turbine diameter was same with the inlet diameter. For the dual inlet with VATs, better performance was obtained, compared with single inlet, due to turbine interaction when the turbine rotated clockwise-counterclockwise.

For the study of the last, performance of hextuple VATs according to various arrangements was investigated. It is reasonable that plenty of turbine systems are able to deploy in the ocean, but numerical calculations were performed to investigate turbine performance for only six VATs, the arrangement was included single-type and canard-types. Canard-types were consisted of Dual, Triple, Hextuple.

Numerical calculations were performed to compare with efficiency and power for single and Canard-types. For the single-type, performance was almost same with single turbines'. For the Dual, Triple, Hextuple, performances were increased about 13, 16, 18 percent each compared with single turbines'. Velocity deficits of far wake were compared for each types, velocity recovery of canard-types was slower than single-type. It means that longitudinal distance of canard-types for maximum power was required more than single-type.

To find out the best arrangement in terms of total power and power per unit, two-rows non-staggered and staggered arrangements were considered with respect to various scenarios for three sites. Among the canard-types, Hextuple was generally the best arrangement in aspect of total power and power per unit for scenarios, but dual and triple were mostly useful for flexible arrangements. Finally, hexagonal staggered dual and triple arrangements utilizing VATs were proposed.

KEY WORDS: Tidal stream turbine 조류발전용 터빈; Three-dimensional effect 3차원 효과; Turbine interaction 터빈 상호영향; Turbine arrangement 터빈배치; CFD 전산유체역학



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

조류발전은 해수의 유동에 의한 운동에너지 즉, 조류에너지를 터빈의 회전운동으로 변환시켜 발전하는 것을 의미한다. 통상 최소 2m/s 정도의 빠른 유속이 존재하는 해역에 적용 가능하며, 풍력발전과 이론적 원리가 동일하다. 조력발전은 조수간만의 차로 인해 발생하는 에너지를 이용한다는 점에서는 동일하나, 대규모 댐을 건설하여 조지와 외해간의 낙차를 이용하여 발전하고, 그러한 낙차를 인위적으로 발생시키기 위한 조지 및 댐 건설로 인해 초기 비용이 많이 소모되는 면이 있으며, 이에 비해 조류발전은 해역에 발전시스템을 설치하게 되므로 비용이 적게 들지만 지형적으로 유속이 증폭되거나 유속이 빠른 지점에 설치함에 따라 적지가 다소 제한적인 것이 특징이다. 또한, 비교적 예측이 가능한 반복적인 흐름을 가지게 되므로, 날씨나 계절에 영향을 받지 않고, 연속적인 발전이 가능한 신뢰성이 높다.

이러한 조류에너지를 이용하기 위한 기술들은 해양에너지가 풍부한 유럽에서 주도적으로 개발되어 왔다. 특히, 영국에서 발전장치의 핵심인 터빈을 설계하는 기술과 실험 테스트 베드를 구축하여 개발된 시스템의 성능을 평가하고, 전력계통연계 및 유지보수 등과 관련된 기술들을 지속적으로 개발해왔다. 에너지 변환장치인 터빈은 크게 수평축 터빈과 수직축 터빈으로 구분되는데, 막대한 양의 조류에너지를 최대한 많이 추출하기 위해 실용화에 주로 적용되고 있는 방식은 수평축 터빈시스템으로, 최초 실험 테스트를 수행한 대형 시스템인 “Seagen”도 영국의 MCT사의 수평축 터빈시스템이다. 국내에서는 2009년에 해양연구원에서 조류에너지가 풍부한 울돌목에 1MW급 수직축 터빈시스템을

적용하여 시험발전소 설치사업을 진행한 바 있는데, 국외 사례에 비해 울돌목 지역에 상당히 빠른 유속(5.5m/s)이 존재하는 것을 감안하면 용량이 적은 수직축 터빈을 적용한 것은 상당히 이례적이라 할 수 있다.

조류에너지를 보다 효율적으로 이용하기 위해서는 조류발전과 관련된 핵심요소기술의 개발이 필요한데, 국내에서는 2009년부터 2012년까지 목포대, 목포해양대, 서울대, 부산대, 한국해양대가 참여한 조류발전원천기술연구센터(Tidal Stream Energy Research Center; TSERC)를 통해 Lab-scale 규모의 조류발전시스템에 대한 체계적인 요소기술을 개발한 바 있다. 조류발전기술을 크게 단지조성기술, 터빈설계기술, 수중장치설계기술로 분류하여 각 해당기술에 필요한 핵심요소들을 개발하고자 하였는데, 단지조성기술의 핵심요소로는 자원조사 및 평가, 환경영향평가가 있고, 터빈설계기술의 핵심요소로는 터빈성능평가, 터빈설계가 있으며, 수중장치설계기술의 핵심요소로는 수중구조물, 수중체설계가 있다. 본 연구자는 조류발전원천기술연구센터의 연구 기간동안 “터빈성능평가” 중 수직축 터빈의 성능에 대한 연구를 수행하였는데, 단지설계시 터빈의 배치는 중요하게 고려되어야 할 사항이나 해당 연구의 목표가 통합설계시스템을 개발 및 제안한다는 측면에서 터빈 적용 및 배치에 대한 연구가 다소 미흡했던 점을 바탕으로 이에 대한 추가 연구를 진행하고자 하였다. 또한, 정부에서는 500MW이상의 발전설비를 갖춘 발전사업자가 총 생산전력의 일부를 신·재생에너지를 이용하여 발전하도록 하고, 요구수준에 미치지 못한 부족분에 대해 과징금을 부과하는 신·재생에너지 의무화제도를 이행토록 함에 따라 한국수력원자력에서는 국내 원자력 발전소가 해안가에 위치한 점을 고려하여 2013년에 “원전 연계형 해양에너지 잠재자원 조사연구” 과제를 수행한 바 있다. 원자력 발전소 인근에 존재하는 다양한 에너지원들 중 조류에너지는 극히 미미하였지만, 발전소 시스템의 냉각을 위해 해수를 사용한 후 방수로를 따라 배출되는 온배수의 유량이 상당하고, 시설 규모에 따라 적게는 약 3m/s에서 4.5m/s에 이르는 유속이 존재하는 구간이 있어 이러한 운동에너지를 이용한 발전방식에 착안하여 제한수로의 불균일 입구조건에서 구동되는 조류발전용 터빈을 적용하여 수치해석적으로 연구하고자 하였다.

주도적으로 조류발전기술시장을 선점해온 영국 등지에서는 각 기업들이 개발한 조류발전시스템들의 성능 테스트 뿐만 아니라 터빈 장치들을 일정 간격을 두고 복수로 배치하여 각 터빈의 성능 및 유지보수, 전력계통연계, 성능 모니터링 등과 관련된 기술들을 개발 및 축적하고 있다. 이는 실험 테스트 해역 내에 개발된 단일 모듈시스템을 다배열하여 조류에너지를 대량으로 추출하기 위한 단지화를 목적으로 하고 있고, 배치와 관련된 다양한 실험을 통해 얻은 결과를 바탕으로 국제 표준 및 규정들을 만들고 있다. 그러나 이러한 실험이나 관련된 규정들은 모두 실험 테스트를 진행하고 있는 대형 시스템인 수평축 터빈으로 국한되어 있고, 소형인 수직축 터빈시스템과 관련된 사항들은 거의 없는 실정이다. 또한, 수직축 터빈은 터빈이 인접할 경우 상호 영향을 인한 성능의 변화가 수평축 터빈에 비해 상대적으로 크기 때문에 단일 수직축 터빈시스템 모듈의 성능특성을 조사하는 것도 중요하지만, 다수의 수직축 터빈시스템을 이용한 터빈 적용 및 배치에 대한 연구는 반드시 필요하다.

본 연구는 조류발전용 터빈을 제한수로의 불균일 입구조건에 적용하고, 일반 해역에 배치해보고자 하였으며, 성능 특성을 수치해석적으로 연구하고자 하였다. 또한, 이를 바탕으로 최종 상호영향을 고려한 수직축 터빈의 배치방법을 제시하고자 하였다. 본 연구에서 주로 다루고 있는 것은 수직축 터빈의 성능에 대한 것으로 수평축 터빈에 대한 연구는 수직축 터빈과의 성능 비교목적으로 수행되었으며, 조류발전원천기술연구센터 및 한국수력원자력의 과제를 통해 담당했던 수행 내용임을 밝힌다.

1.2 조류발전 개요

지구 표면의 약 75%에 해당하는 해양에는 다양한 에너지 자원이 존재한다. 화석연료 사용으로 배기가스가 배출되고 이로 인한 환경오염으로 청정에너지에 대한 관심이 증가되고 있고, 그 수요가 상당히 증가하고 있다. 넓은 의미로 본 해양에너지는 조력, 조류, 파력, 해수온도차, 염도차, 해양바이오 에너지, 해상 풍력으로 분류할 수 있으나, 좁은 의미로 보는 해양에너지는 Fig. 1.2.1에 나타난 것과 같이 조력, 조류, 파력, 온도차, 염도차로 분류할 수 있다.

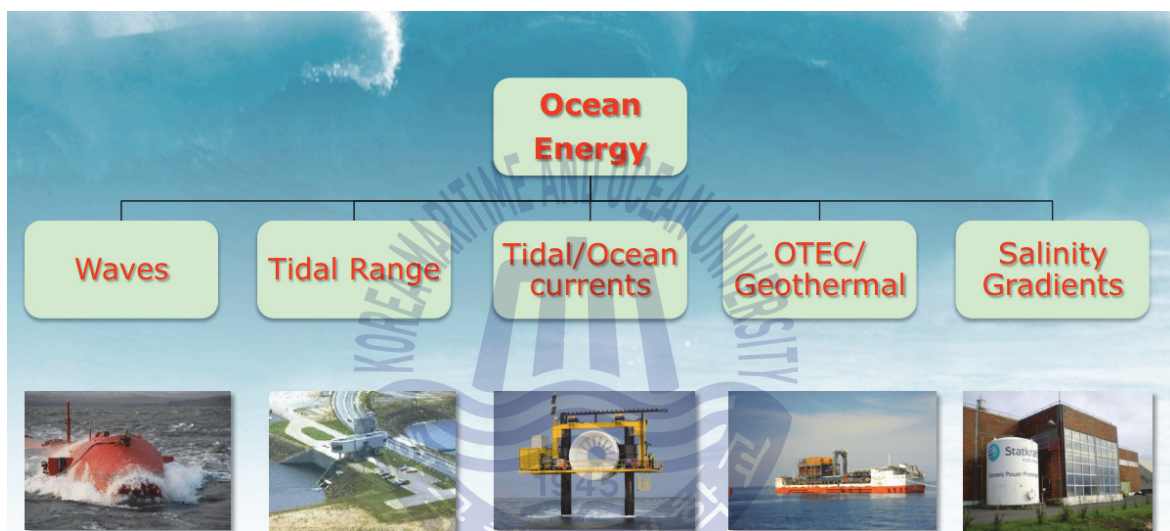


Fig 1.2.1 Principle form of ocean energy (IEA-OES report, 2009)

전 지구적인 해양에너지 부존량은 천해 연안역에서 조석에너지 1TW, 파력에너지 2TW 정도로 추정되고 있다. 또한, 가장 앞선 해양에너지 기술을 보유하고 활발한 개발이 진행되고 있는 영국의 경우 궁극적으로 영국 내 전력 수요의 20%를 파력 및 조류의 해양에너지로부터 획득할 수 있을 것으로 전망하고 있다. 온도차발전과 염도차발전도 부존량 측면에서는 막대한 에너지원이지만 국내의 경우 활용가능성이 상대적으로 낮은 관계로 아직 관심을 받지 못하고 있으며, 대신 세계적인 부존량은 적지만 우리나라 연안에서 에너지 밀도가 높은 조력 및 조류발전에 많은 관심을 쏟고 있는 실정이며, Fig. 1.2.2는 전 세계의 조석에너지 분포를 나타낸 것으로 국내 연안 중에서는 주로 서해안에 높은 에너지 분포를 띠고 있음을 알 수 있다. 또한, 국내 연안의 해양에너지는 Table

1.2.1에 보인 바와 같이 파력, 조류, 조력에너지의 부존량이 상당한 것을 알 수 있고, Fig. 1.2.3에 나타낸 것과 같이 해양에너지 이용을 위한 후보지는 주로 서남해안에 분포하고 있음을 알 수 있다. 특히, 조류에너지는 조수간만차에 의해 조류속도가 높은 해역 혹은 지형적인 영향으로 유속이 증폭되는 해역이 적용성이 좋으므로 주로 인천 해역 및 전라권 해역에 집중되어 있고, 울돌목(50MW), 장죽수도(150MW), 맹골수도(250MW) 등이 대표적이며, 총 1,000MW의 부존량이 있는 것으로 평가되고 있다.



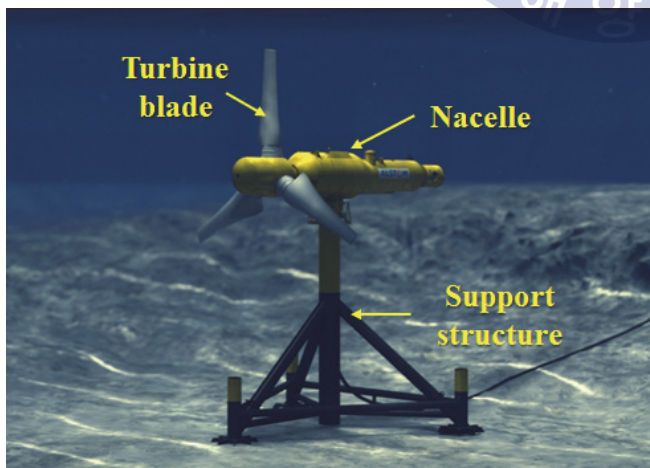
Fig. 1.2.2 Global tidal resource (OES, 2012)

Table 1.2.1 Amount of resources by potential ocean energy in domestic (한림연구보고서, 2012)

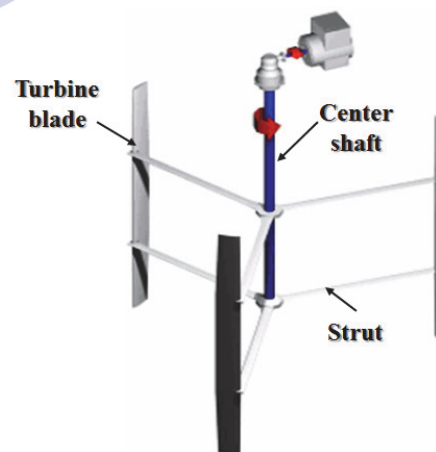
해양에너지 분야	추정 부존량(MW)
파력에너지	6,500(천해역)
조류에너지	1,000
조력에너지	6,500

1.2.1 조류발전시스템 구성

조류발전시스템의 구성은 조류에너지를 운동에너지로 변환하는 장치인 로터(Rotor), 터빈과 연결된 축 및 발전기를 포함하는 발전부, 그것을 지지하는 지지구조물(Support structure)로 구성된다. 터빈의 방식은 흐름에 수평한 방향으로 터빈을 설치하는 수평축(Horizontal Axis Turbine; HAT) 방식과 수직으로 설치하는 수직축(Vertical Axis Turbine; VAT) 방식이 있다.(Fig. 1.2.4) 수평축 터빈 방식은 발전부인 너셀(Nacelle)이 로터 뒤에 부착되고, 이 로터와 너셀은 지지구조물과 연결된다. 일반적으로 풍력발전에 적용되는 방식과 흡사하고, 선박의 추진장치인 프로펠러와는 역개념으로, 일방향 흐름, 하천과 같이 일정 흐름을 유지하는 경우에 유리하며, 주로 300kW이상의 대용량에 적합하다. 수직축 터빈 방식은 터빈 날개, 중축(Center shaft), 스트럿으로 구성되어 있고, 스트럿이 중축과 날개를 지지하는 형태로, 터빈 구동축과 흐름이 수직하게 놓이게 되며, 역시 수직축 풍력발전기와 그 원리가 동일하다. 수평축 터빈과는 달리 흐름방향과는 무관하게 항상 한 방향으로 로터가 회전하게 되므로 일정한 출력을 내어주는 것이 특징이지만, 구조·진동적 특성에 기인하여 대형화가 어려우므로, 100kW급 이하의 중소형발전에 활용되고 있다.



(a) HAT



(b) VAT

Fig. 1.2.4 Typical tidal current turbine

1.2.2 국내외 조류발전 기술개발현황

여러 개발사들에 의해 제안되고 있는 다양한 형태의 터빈모델들은 Fig. 1.2.5에 나타난 것과 같이 개발되는 추세이다. 터빈 시스템을 해저면에 설치하는 방식인 1세대 모델, 부유식이나 수중에 계류하는 방식인 2세대 모델, 기존 수평축이나 수직축 방식이 아닌 혁신적인 방식인 3세대 모델로 구분할 수 있다. 2, 3세대 모델은 현재 개발초기단계에 있어 1세대 모델에 비해 운용 경험이 다소 부족한 면이 있고, 터빈의 성능이나 전력 계통연계 등의 실험 테스트를 진행 중인 모델은 주로 1세대 모델이다.

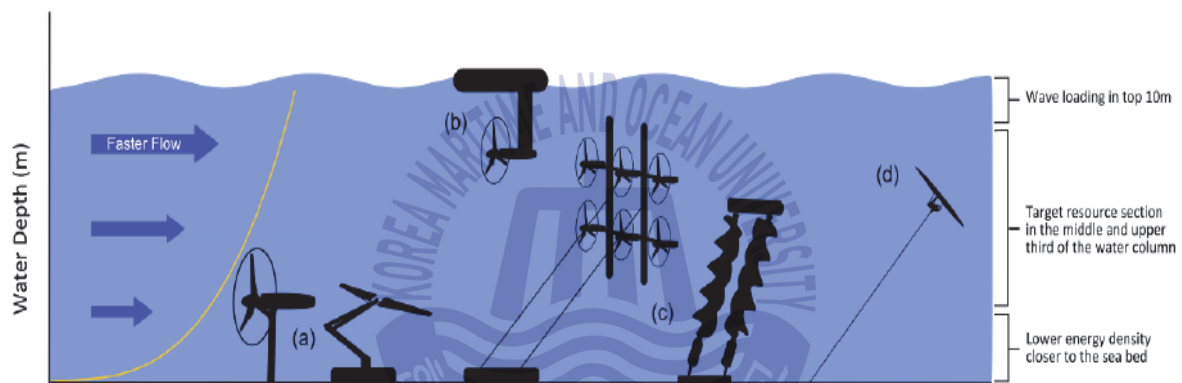


Fig. 1.2.5 Generations of tidal energy converter(SI Ocean, 2013)

국외의 경우 영국 및 스코틀랜드, 프랑스, 캐나다, 호주 지역에 조류자원이 풍부한 것으로 알려져 있고, 각 국가들을 중심으로 활발한 연구가 진행되고 있는데, 주로 유럽에서 기술을 주도하고 있으며, 여러 개발사들에 의해 실험 테스트가 진행되고 있다. 수평축 터빈시스템에 대한 기술개발 및 실험 테스트를 진행하고 있는 개발사들로는 Siemens MCT, Andritz Hydro Hammerfest, Atlantis, Voith Hydro, Verdant Power Scotrenewables, Tocardo 등이 있고, 수직축 터빈은 Neptune Renewable Energy, Ponte di Archimede International, Ocean Renewable Energy Company 등이 있다(Fig. 1.2.6). 영국 MCT사의 Seagen모델은 날개 2매 짜리 터빈을 2기 설치한 1.2MW급 시스템으로 정격 유속은 2.4m/s, 수심 20~30m정도에 터빈이 배치되도록 하였으며, 모노파일 형태의 지지구조물을 채택하고 있다. 노르웨이/영국의 Andritz Hydro Hammerfest사

HS-1000은 2003년 300kW급 터빈을 노르웨이 북쪽 해안에서 테스트 후 1MW급으로 스케일-업한 모델로 날개 3매, 정격 유속 2.2m/s, 중력식 구조물 형태로 되어 있다. 호주 Atlantis resource corporation사의 AR1000은 1MW급 시스템으로 정격유속 2.65m/s, 중력식 구조물 형태로 되어 있다. 독일 Voith Hydro사의 HyTide모델은 110kW급 시스템으로 2012년도에 국내 진도 해안에 설치된 바 있고, 날개 3매, 정격 유속 2.9m/s, 중력식 구조물이다. 미국의 Verdant Power사의 KHPS모델은 날개 3매의 50kW급 시스템으로 흐름에 따라 방향을 스스로 전환되도록 지지부를 설계하였고, 중력식 구조물의 형태를 띠고 있다. 네덜란드 Torcardo사의 Torcardo는 날개 2매의 100kW급 시스템으로 2008년 실험역 테스트를 거친 바 있고, 정격유속 2m/s, 다양한 구조물 형태를 띠고 있으며, 실속을 제어하도록 설계된 터빈을 채택하고 있다.



(a) Andritz Hydro Hammerfest



(b) Tidal Generation Limited



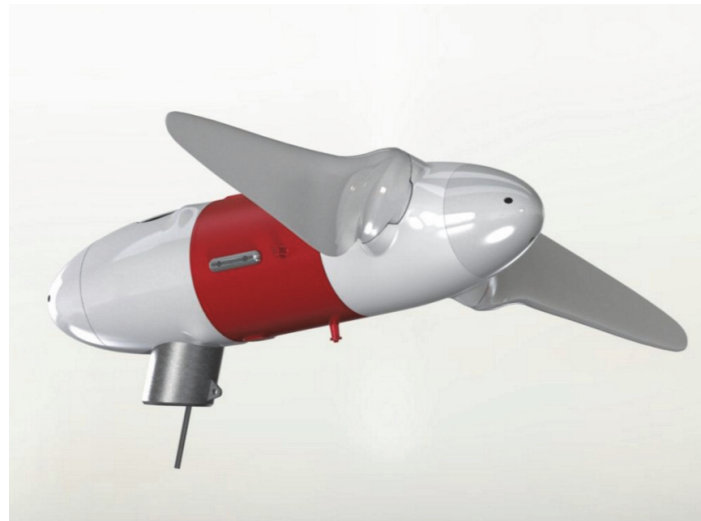
(c) Atlantis Resources Corporation



(d) Voith Hydro



(e) Verdant Power



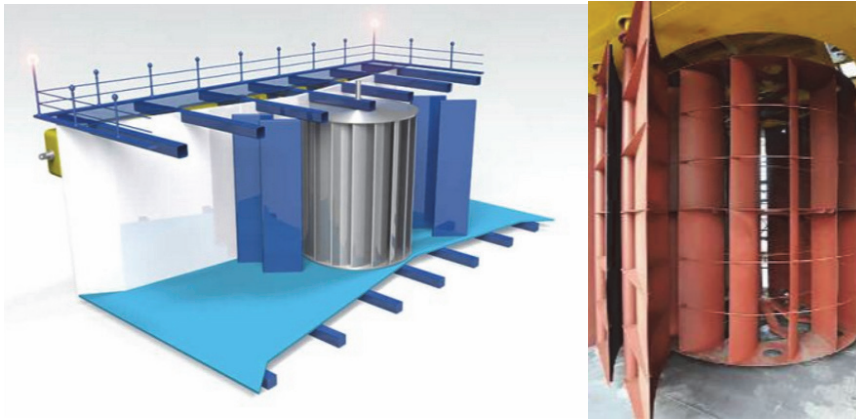
(f) Torcardo

Fig. 1.2.6 Various prototype HATs

수직축 터빈도 Fig. 1.2.7과 같이 실험역 테스트를 수행한 다양한 시스템들이 있다. 영국 Neptune Renewable Energy사의 Proteus모델은 벤츄리 덕트 내에 횡축 터빈을 적용하여 발전하는 250kW시스템으로, 정격 유속 3m/s, 부유식 구조물 형태를 갖추고 있다. 이탈리아 Ponte di Archimede International사의 Kobold turbine모델은 H-darrieus 터빈형 30kW급 시스템으로 부유식 구조물에 터빈을 설치한 형태로 2001년에 실험역 테스트를 수행한 바 있고, 터빈 날개의 pitch제어를 통해 자기 기동이 가능하도록 설계되었으며, 정격 유속은 2m/s이다. 미국 Ocean Renewable Power Company사의 ORPC turbine모델은 정격 유속 3m/s, 헬리컬 터빈형 180kW급 시스템으로 하천이나 강과 같은 얕은 수심에 적용하기 위한 모델이며, 다른 모델들에 비해 지지구조물이 터빈을 감싸고 있는 중력식 형태를 띠고 있다.

국내의 경우 한국해양연구원에서 2006~2010년까지 진도 울돌목에서 수직축 헬리컬 터빈을 이용하여 시험발전소를 가동한 바 있다. 2006년부터 부유식 조류발전 기술에 관한 연구가 진행되어 100kW급 실증 플랜트의 실험역 설치를 수행한 바 있으나 공유수면사용 상의 문제 등으로 운용이 중단된 상태이다. 2008년에는 오션스페이스와 인하대가 개발하고 남동발전이 참여한 25kW급 조류발전장치가 삼천포 방수로에 시험 및 설치되었고, 100kW급 부유식 조류발전

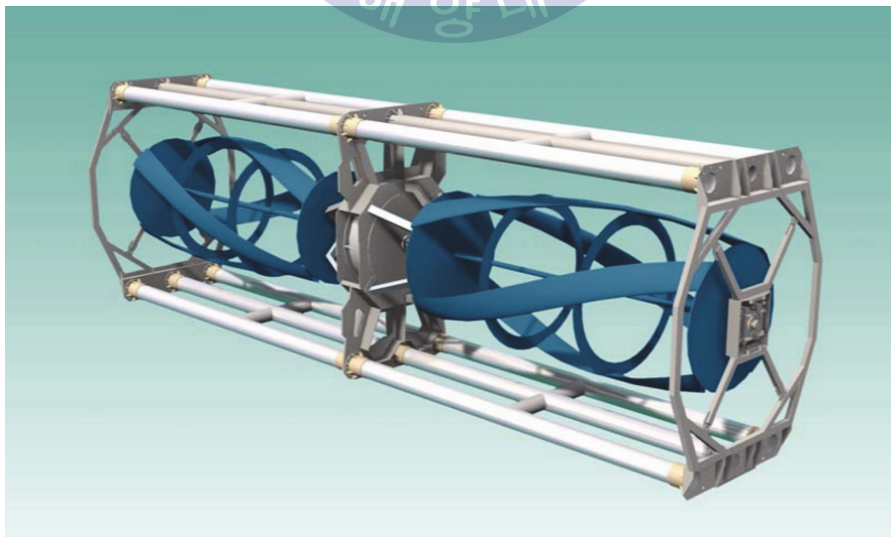
장치를 개발하여 2010년 전남 여수해역에 설치되었다.



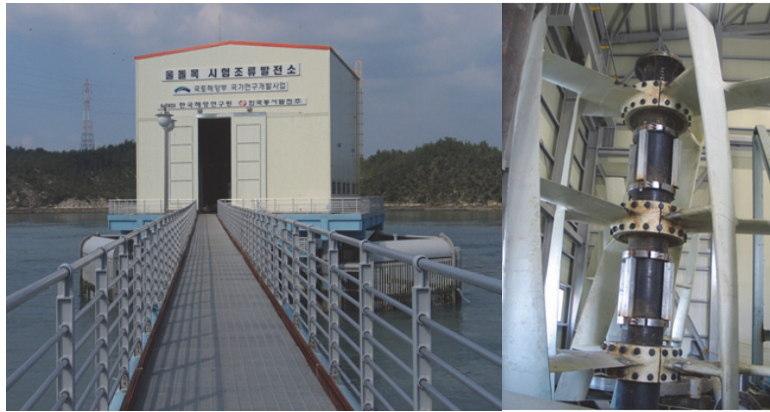
(a) Neptune Renewable Energy



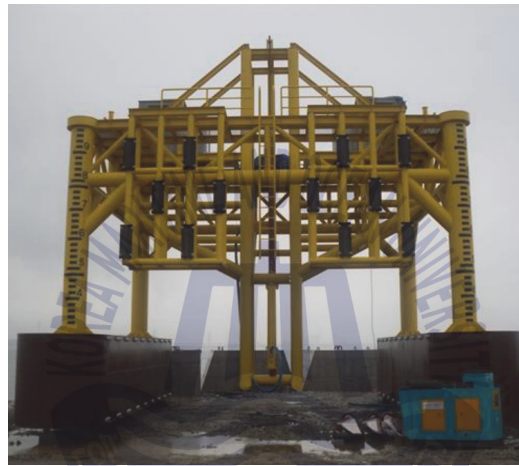
(b) Ponte di Archimede International



(c) Ocean Renewable Power Company



(d) KRISO



(e) Oceanspace

Fig. 1.2.7 Various prototype VATs

1.2.3 조류발전단지 개발현황

해양에너지를 이용하여 발전하는 시스템은 초기 설계단계를 거쳐 단일 모듈로 개발하는 것뿐만 아니라 이를 다배열하여 에너지를 최대한 많이 추출하도록 하는 단지를 구성하기 위한 기술 또한 개발하고 있는데, 이러한 단지를 통상 farm이라 한다.

조류발전의 경우 최근 다양한 조류발전 터빈시스템들이 개발되고 있고, 초기 설계단계를 거쳐 완성된 단일 모듈의 실험역 테스트를 통해 그 성능을 확인하고 있다. 또한, 이러한 단일 터빈 시스템들에 대해 다수로 배치한 것을 조류발전단지(Tidal farm)라 하고, 실험역에서 전력계통 및 유지보수, 성능 모니터링을

수행하여 최종 상용화 이전 테스트를 진행하는데, 이를 farm project라 한다.

Zhou et al.(2013)에 따르면 일부 기업들은 개발된 터빈시스템들을 건조하지 않거나, 심도 있는 기술개발을 중단하는 경우도 있지만, 최근 성능이 검증된 다양한 1~2세대 조류발전시스템들은 주로 수평축 터빈을 대상으로 하고 있고, 최종 상용화 이전단계에서 실험역 테스트를 진행 및 계획하고 있으며, Table 1.2.2에 그 내용을 정리하였다.

Table 1.2.2 Various plans for farm project (Zhou et al., 2013)

System name	Turbine number	Total capacity(MW)	Operational year
OpenHydro	4	2	2014/2015
HS1000	6	6	2015/2016
SeaGen S	5	10	> 2015
HS1000	10	10	> 2015
Voith Hytide	3~6	3 ~ 12	2016
Sabella	> 4	> 4	2016

OpenHydro는 250kW급 터빈시스템으로 스코틀랜드 오크니섬에 위치한 EMEC(European Marine Energy Center)에서 실험역 테스트를 수행한 바 있고, 2008년 영국에 전력계통을 연계한 바 있다(Fig. 1.2.8(a)). 또한, 프랑스의 DCNS와 EDF에 의해 farm project에 적용된 모델은 500kW급 터빈시스템으로 직경 16m, 설치 예상 수심은 35m이며, 총 4기를 프랑스의 Brittany 인근해역에 설치해 테스트를 계획하고 있다. HS1000과 AR1000은 각각 1MW급 터빈시스템으로 MeyGen에 의해 스코틀랜드 Pentland Firth와 중국 Daishan에 설치하여 테스트를 계획하고 있다. MCT사의 SeaGen S는 세계 최초 전력계통된 터빈 시스템으로 600kW급 터빈 2기를 갖추고 있다. 이를 바탕으로 스케일-업된 직경 20m, 2MW급 터빈시스템을 2015년부터 영국에 설치하여 테스트를 계획하고 있다. Voith Hydro터빈 시스템은 2011년도에 국내 진도 해안에서 110kW급 터빈시스템에 대한 성능을 테스트 한 바 있고, 1MW급 터빈 시스템을 EMEC 사이트에서 실험역 테스트중에 있는데, 프랑스 GDF Suez사는 최근 Voith Hydro Hytide

와 Alstom tidal turbine 시스템을 프랑스 Normandy 해안에 적용하여 테스트를 진행할 예정에 있다. Sabella 시스템은 프랑스 Fromveur passage에 적용 예정인 모델로 직경 10m, 3~4m/s에서 0.5~1.1MW 용량을 가진다(Fig. 1.2.8(b)).



(a) OpenHydro turbine



(b) Sabella turbine

Fig. 1.2.8 Prototypes for field test

국내 조류에너지 자원은 서남해안 중심으로 매우 풍부하여 2009년 인천광역시, 웅진군, 남동발전, 포스코건설, 인하대학교가 인천지역에 200MW 조류발전단지 조성을 위한 양해각서를 체결하고 현재 예비타당성 조사가 완료되었으며, 신안지역에 260MW 조류발전단지 개발계획이 발표되었고 2010년에 예비타당성 조사가 완료되었다. 또한 포스코건설은 독일 보이스 지멘스, (주)레네틱, 전라남도과 양해각서를 체결하고 2018년까지 장죽수도 150MW, 맹골수도 250MW 조류발전단지를 건설할 계획 중에 있다.

진행중인 연구사업으로는 2011년에는 해양연구원 컨소시엄이 해양에너지 발전단지 구축에 적합한 형태의 한 기당 200kW급 능동제어형 수평축 조류발전시스템 개발사업을 착수하여, 2015년에 실해역 설치를 목표로 현재 최적의 발전 방식을 검토한 바 있다. 2012년엔 조선해양기자재연구원 주관으로 국내 조류발전 테스트베드(Test Bed) 구축을 위한 타당성조사를 시작하여, 향후 국내외에서 개발되는 조류발전장치의 해상시운전을 효율적으로 수행할 수 있는 기반을 마련하고 있다. 현재까지 전남 서남해안과 인천만 부근이 테스트베드 후보지로 유력하게 검토되고 있고, 수백 kW에서 1~2MW 규모의 다양한 설치 사례가 있다.

1.3 조류발전단지설계

1.3.1 조류에너지 자원평가

조류에너지를 이용한 발전시스템을 개발하는 것만큼 중요한 것은 후보지로 선정된 해역의 에너지량을 평가하는 것이다. 통상 조류자원을 평가하는 방법은 Fig. 1.3.1에 나타낸 바와 같이 크게 Farm method와 Flux method로 나뉜다. Farm method는 발전장치의 배열 개념에 기초하고 각 발전장치는 유입에너지에 대한 에너지의 총량을 추출하는 것으로 하며, 결과적으로 추출되는 에너지는 장치의 크기와 수, 변환 효율, 사이트 면적 내에 설치 밀도에 의존하게 되는데 여기서 말하는 장치는 조류터빈을 의미한다. Flux method는 수로 전방의 횡단면 영역을 통해 유입하는 운동에너지 Flux의 계산에 기초하고 결과로서 생기는 이용 가능한 자원의 추정은 장치의 타입, 효율, 설치밀도에 독립적이며, 채널에서 에너지 흐름만을 고려한다.

Farm method를 이용하여 발전시스템을 설치할 해역의 에너지량을 산정하기 위해서는 먼저 발전시스템을 설치할 해역의 면적을 파악하고 그 다음터빈의 수에 따라 에너지량을 예측할 수 있다. 에너지량은 연간 평균 발전량(Annual mean electric power, P_{MEAN})을 계산함으로써 예측할 수 있는데 구하는 식은 식 (1.1)과 같다. 식 (1.1)에서 $P(U_i)$ 는 터빈 1기당 발전량을 의미하고 $f(U_i)$ 는 속도분포 계수를 나타내는 것으로 이는 조석조화분석이나 수치해석을 통해 얻을 수 있으며, 이는 터빈이 결정되어 있지 않은 경우 연간 평균 발전량을 구하기 위해 사용한다. 또한, 연간 평균 발전량을 구하면 연간 발전 생산량(Annual energy production, AEP)을 식 (1.2)를 이용해 구할 수 있고 여기서 A_v 는 가동율을 의미한다.

$$P_{MEAN} = \sum_{i=1}^N P(U_i) f(U_i) \text{ (kW)}, \quad (1.1)$$

$$P(U_i) = \text{electric power per turbine}, f(U_i) = \text{velocity distribution}$$

$$AEP = 8760 \times A_V \times P_{MEAN} \text{ (kWh)}, \quad A_V: \text{Availability}(\%) \quad (1.2)$$

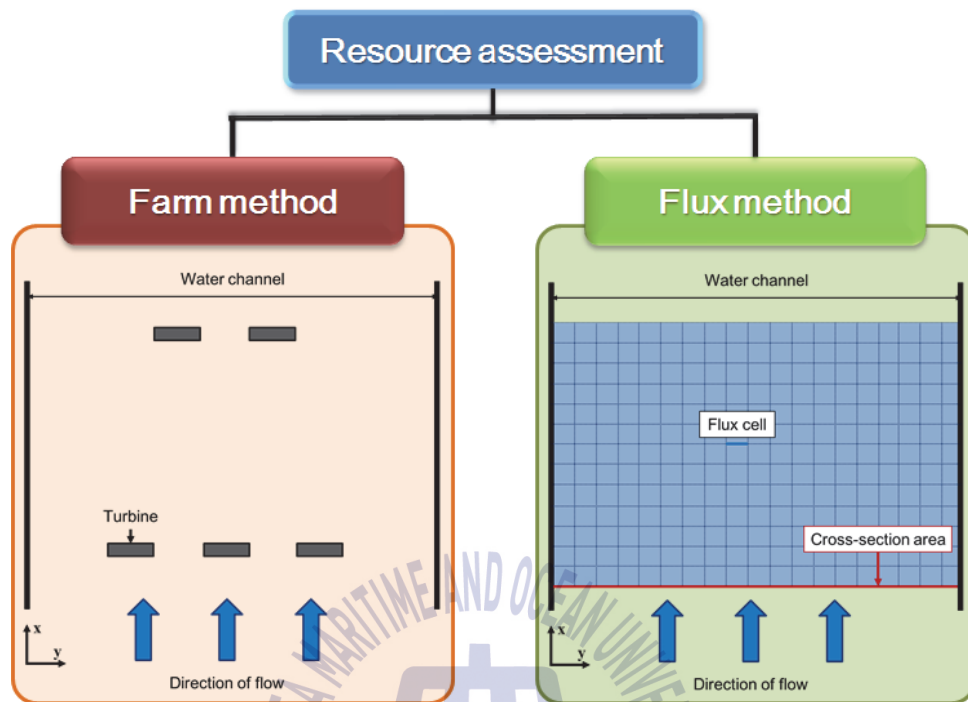


Fig. 1.3.1 Schematics of farm and flux method

P_{MEAN} 을 구하는 것은 Fig. 1.3.2와 같이 발전시스템의 배치를 통해 구할 수 있고 자세하게는 설계된 혹은 기존에 있는 발전시스템이 있는 경우 설치된 각 발전시스템의 발전량($P(U_i)$)을 모두 더해줌으로써 구할 수 있다.

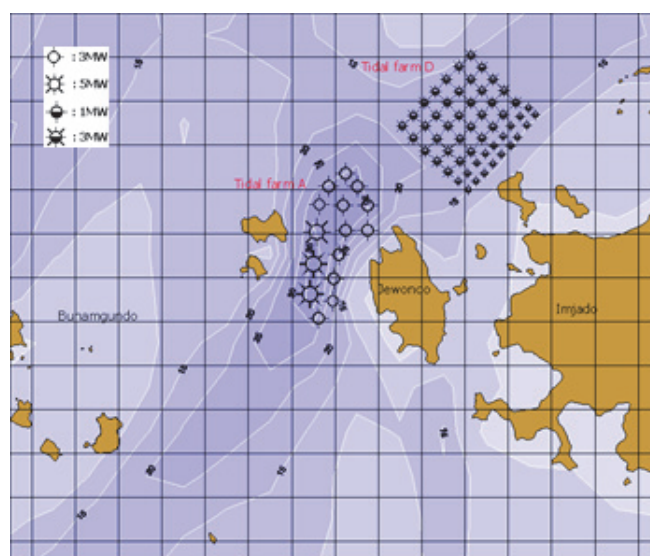


Fig. 1.3.2 Example of tidal turbine farm

Flux method를 이용한 자원평가는 발전시스템을 설치할 해역에 대해 횡단면적을 파악하고 그것을 평균 에너지밀도(Average power density, APD)와 곱해줌으로서 자원량 예측이 가능하다. 식 (1.3)은 P_{FLUX} 를 구하는 식을 나타낸 것으로 P_{FLUX} 는 P_{MEAN} 과 같이 에너지 총량의 의미를 가진다. 또한 APD는 식 (1.4)와 같이 구할 수 있고 V_{rmc} 는 터빈의 허브 높이에서의 유속을 의미하는 것으로 식 (1.5)와 같이 구할 수 있다.

$$P_{FLUX} = APD \times A_{cross-section} (kW), A_{cross-section} = cross-section area (m^2) \quad (1.3)$$

$$APD = \frac{1}{2} \rho V_c^3 (kW/m^2) \quad (1.4)$$

$$V_{rmc} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^N (U_i^3 \times f(U_i))} (m/s) \quad (1.5)$$

좀 더 정확한 예측을 위해서 즉, 대상 해역의 전방 횡단면에서는 수심에 따라 유속분포가 다른 경우 이를 고려하여 그림 에 나타난 것과 같이 전방 횡단면을 cell로 나누어 각 셀에서의 flux를 계산한 후 총량을 구하는 방법이 있는데 (Fig. 1.3.3), 이는 자원량을 좀 더 자세히 파악하기 위한 것으로 식 (1.6)과 같이 구할 수 있다. 또한 각 셀에서 구한 $P_{FLUX CELL}$ 의 총합은 식 (1.7)과 같이 구할 수 있고, 이렇게 구한 P_{FLUX} 를 바탕으로 주요영향계수 (Significant impact factor, SIF)를 곱하여 식 (1.8)과 같이 최종 가용에너지($P_{Available}$)를 구할 수 있다.

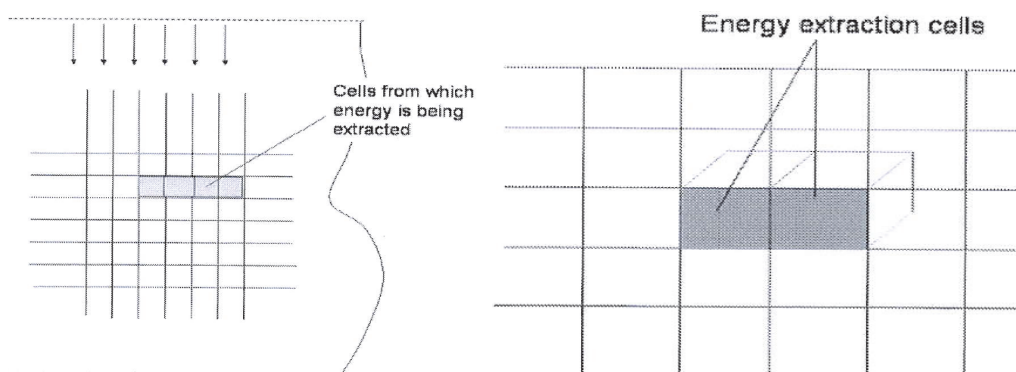


Fig. 1.3.3 Schematics of cells for frontal cross-section

$$P_{FLUX\ CELL} = APD \times d_{CELL} \times w_{CELL} \text{ (kW)} \quad (1.6)$$

d_{CELL} = depth of the cell(m), w_{CELL} = width of the cell(m)

$$P_{FLUX} = \sum_{\text{cross-section area}} P_{FLUX\ CELL} \text{ (kW)} \quad (1.7)$$

$$P_{Available} = P_{FLUX} \times SIF \text{ (kW)} \quad (1.8)$$

한편, 이러한 발전량을 예측하기 위해서는 해당 해역의 조류속도를 파악할 필요가 있는데, 이는 Table 1.3.1에 나타난 것과 같이 네 단계로 구분된 조류자원 평가단계를 바탕으로 다양한 방법에 의해 조류속도를 예측하고, Table 1.3.2의 조건하에서 수행한다.

조류자원 평가단계는 기본적으로 넓은 해역에 대해 광범위하게 조사하는 Stage 1에서부터 특정 유망해역에 대해 자세히 파악하는 단계로 구성되어 있으며, 자원을 평가하면서 후보 해역을 선정하고 구체적으로 그 해역에 대한 자원량을 산출해나가는 단계라고 볼 수 있다. 또한 이러한 단계는 조류속도를 파악하는 것에도 적용되는데, 조류속도는 크게 조석조화분석(Tidal harmonic analysis), 실측조사(Field study), 수치모델을 이용하는 방법이 있고, 이러한 세 방법은 조류자원 평가 목적에 따라 그 내용과 범위가 다르다.

Table 1.3.1 Assessment stages for tidal stream energy, EMEC

Stage	Category	Aim	Area	Constraints
1	Regional assessment	Site screening	Region or country	Limited constraints identified
2a	Site assessment	Pre-feasibility	Whole estuary, channel etc.	Major constraints identified
2b	Site assessment	Full-feasibility	Localized area in a channel, estuary etc.	All constraints identified and assessed
3	Site assessment	Design development	Localized area in a channel, estuary etc.	All constraints assessed

Table 1.3.2 Conditions for current velocity estimation, EMEC

	Stage of the assessment			
	Stage 1	Stage 2a	Stage 2b	Stage 3
Harmonic analysis (Min. of constituents)	2	4	20	20
Modelling (Grid resolution)	< 5km	< 500m	< 50m	< 50m
Field survey (period collection)	No	2 days (transects)	1 month	3 months

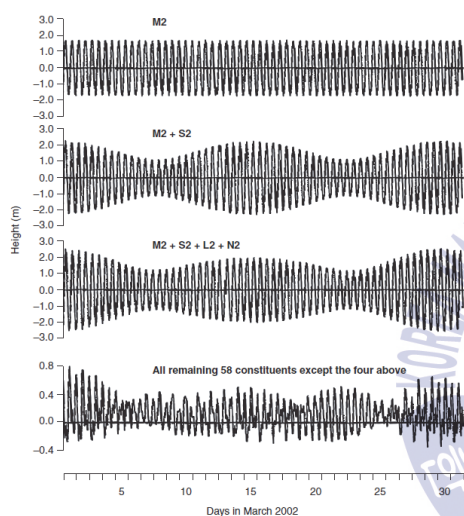


Fig. 1.3.4 Example of tidal height, EMEC

Table 1.3.3 Classification of tidal components

Common name	Period(hrs)	Rank
M2	12.42	1
S2	12.00	2
N2	12.66	3
K1	23.93	4
M4	6.21	5
O1	25.82	6
M6	4.14	7
MK3	8.18	8
S4	6.00	9
MN4	6.27	10

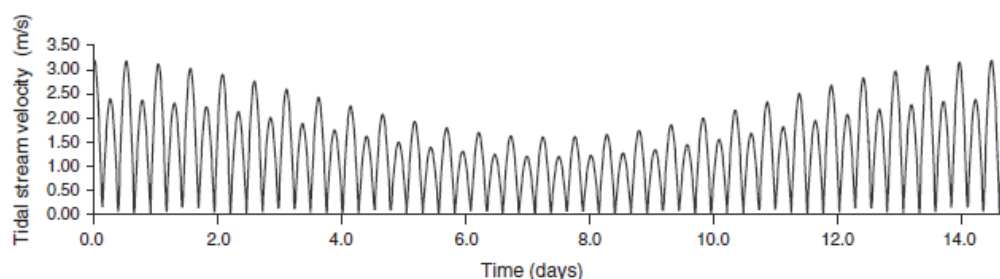


Fig. 1.3.5 Example of tidal current velocity, EMEC

조석조화분석법은 Fig. 1.3.4와 같은 기존 조석성분 자료들을 이용하거나 조석을 계측을 통한 결과를 얻은 경우 유속을 예측하는 방법으로 Table 1.3.3의 예시와 같은 조석 주요성분 분류에 따른 자료들을 조화분석하여 유속을

예측하는 방법으로 Fig. 1.3.5에 나타난 결과를 얻으며, 주로 Stage 1, 2a에서 주로 이용된다.

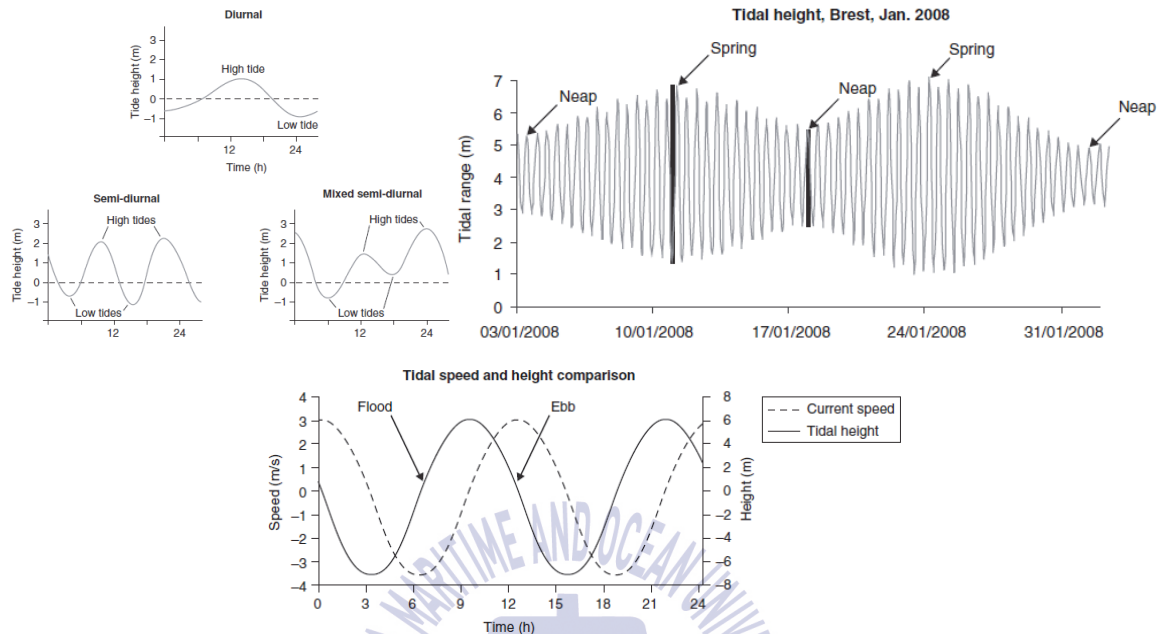


Fig. 1.3.6 Example of tidal current and height experiment, EMEC

Fig. 1.3.6과 같이 실측조사(Field study)의 경우 해역에 부표나 부유식 관측장비를 계류하여 계측하는 Static survey와 일정 경로를 따라 배로 음향장비를 예인하면서 유속을 계측하는 Transect survey가 있다. Transect survey는 통상 Stage 2에서 수행하고 2일간 강한 조류를 계측하는데 결과로 세 방향 유속 및 표준편차, 온도, 압력, 수심, 각 방향 평균유속 등이 있다. Static survey는 Stage 2b, 3에서 통상 수행하는데, Stage 2b의 경우 최소 1개월에서 3개월까지 계측하고, Stage 3의 경우 최소 3개월에서 1년까지 계측하며, 결과로 세 방향 유속 및 표준편차, 온도, 압력, 수심, 각 방향 평균유속, 난류강도 등이 있다. 수치모델의 경우 유체동역학적 수치모델을 이용하고 실측 자료를 바탕으로 검증하며, 평가 단계에 따른 해역 범위에 대한 격자를 구성하고 수치모델로 해석하여 유속을 얻는 것이다. 격자는 Stage 1에서 3으로 갈수록 오차를 줄이기 위해 격자 크기를 점차 감소시켜 구성한다. Fig. 1.3.7은 격자 구성의 예시 및 수치모델 종류를 나타낸 것이다.

상기 내용은 EMEC 가이드라인 중 해양조사와 관련된 부분을 요약하여

기술하고자 하였으며, 조류에너지 자원을 조사하는데 다소 도움이 되도록 하고자 하였다.

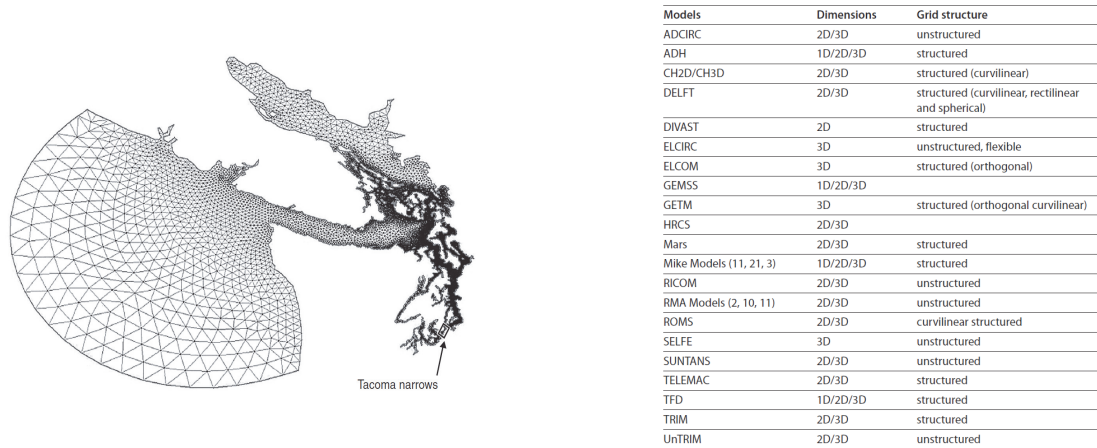


Fig.1.3.7 Example of grid and various hydrodynamic numerical models, EMEC

1.3.2 조류발전단지설계 가이드라인

조류발전시스템들은 전술한 바와 같이 해양에너지가 상대적으로 풍부한 유럽의 다수 기업들에 의해 개발되고 실험 테스트가 진행되고 있으며, EMEC Test bed에서 많이 이루어지고 있다. 이러한 각 시스템들은 EMEC에서 제공하는 다양한 가이드라인들을 바탕으로 테스트를 진행하고 있는데, 그러한 다양한 테스트들을 통한 결과들을 바탕으로 조류 및 파력 에너지 변환장치에 대한 표준을 정하는 IEC의 규정으로 제정되고 있으며, 그 예로 Technical Committee 114 규정이 있다. EMEC에서는 총 12개의 가이드라인을 제공하고 이 중 6개는 국제 규정으로 적용이 되도록 하고 있는데, 주로 단일 터빈시스템에 대한 인증 및 단지 계획인증, 유지보수, 해양자원 조사, 위험요소기반 검열, 수조시험, 계통연계(Grid connection), 제조, 발전 지속성 및 안전성 등의 다양하고 광범위한 내용을 포함하고 있으며, Fig. 1.3.8은 EMEC에서 제공하는 인증 가이드라인의 분류를 나타낸 것이다. EMEC에서 제공하는 가이드라인들은 EMEC 웹사이트 (www.emec.org.uk/standards)에서 상시로 검색이 가능하다.

다양한 가이드라인들(Fig. 1.3.8) 중 단지계획과 관련된 것이 “Project

Development“인데, 자원조사(Tidal and Wave Resource Assessment)를 통한 후보해역 선정, 계통연계로 구분되어 있음을 알 수 있고, 이는 신뢰성 및 유지보수와 관련되어 있음을 알 수 있다. 또한, Fig. 1.3.9는 단지 배치시 터빈간의 거리를 제안하고 있는 것인데, 현재 개발 및 실험 테스트를 수행하고 있는 대용량 수평축 터빈에 대한 배치만을 포함하고 있으며, 수직축 터빈에 대한 내용은 거의 전무하다.

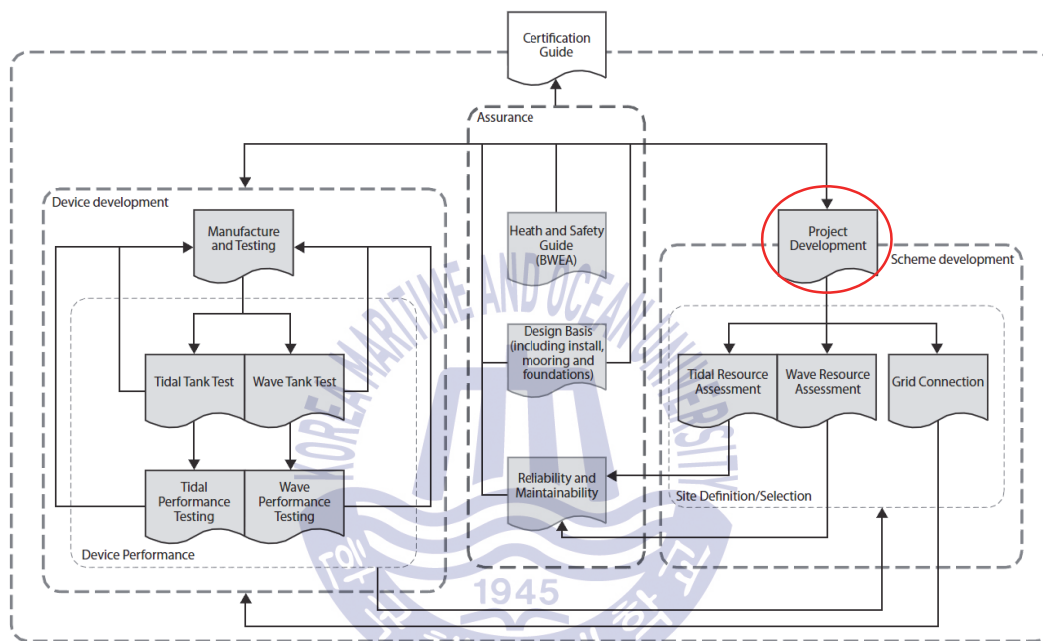


Fig. 1.3.8 Marine renewable energy guides supported by EMEC

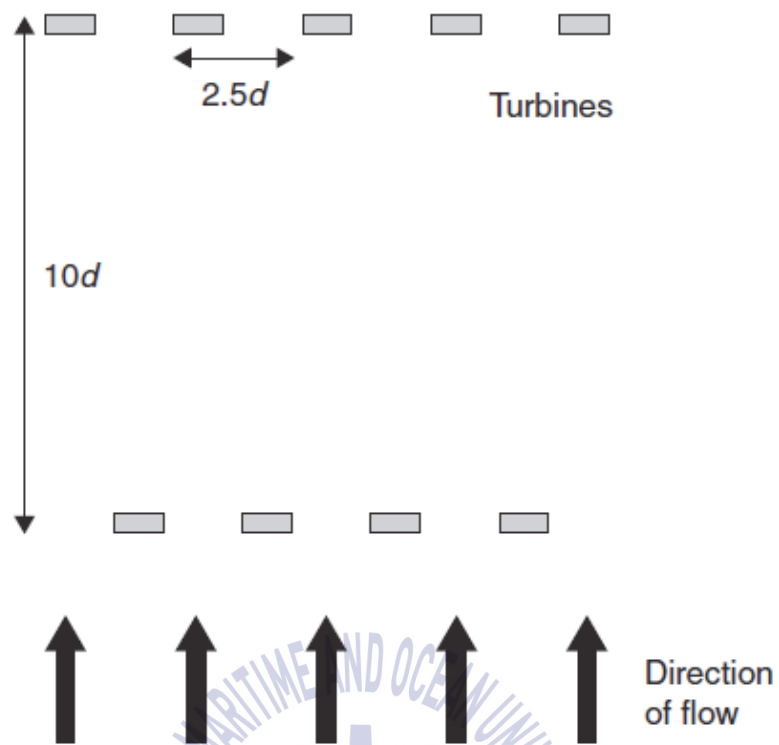


Fig. 1.3.9 Device spacing for generic HAT, EMEC

1.4 주요 연구내용 및 목표

조류발전분야에서 선행 조사를 통해 단지를 설계하기 위한 터빈의 배치방식은 주로 수평축 터빈에 한해 제안되고 있음을 확인하였다. 이러한 배치방식은 터빈과 터빈 사이의 상호작용에 기인한 효율 저하를 막고 환경적인 영향을 최소화하기 위함인데, 수직축 터빈의 경우 그러한 배치방식에 대한 연구가 상당히 부족하였다. 본 논문에서는 조류발전단지 설계를 위한 터빈의 배치방식을 제안하기 위해 수평축 및 수직축 터빈을 대상으로 기본적인 터빈 성능을 평가하고, 이를 바탕으로 터빈간 상호영향에 따른 성능변화를 검토하여 발전소 방수로에 배치하여 터빈 성능을 분석하였으며, 최종 Hextuple 수직축 터빈의 단지배치 방법에 따른 성능을 분석하는 목적으로 연구를 수행하였다.

1) 조류발전용 터빈의 성능

Hyun(2012)이 제안한 국내 해양환경을 고려하여 설계된 조류발전용 수평축 및 수직축 터빈을 대상으로 수치해석을 이용한 성능해석을 위해 각 터빈에 적합한 수치해석기법을 적용하여 성능 결과에 대한 검토를 수행하고자 하였고, 각 단독 터빈의 기본적인 성능을 유속 2m/s에서 검토하고자 하였다. 또한, 주로 다루고자 하는 대상은 수직축 터빈으로서, 수평축 터빈은 수직축 터빈과의 성능 비교목적으로 연구를 수행하였다.

2) 듀얼 터빈의 상호영향에 따른 성능

조류발전용 터빈을 이용하여 두 터빈이 인접할 때 각 터빈의 성능과 단일터빈의 성능을 수치해석을 이용하여 검토하였다. 수평축 터빈의 경우 터빈간 인접한 거리에 따른 성능변화를 단독 터빈의 성능과 비교해보고자 하였고, 수직축 터빈의 경우 인접한 터빈의 회전방향과 거리에 따른 성능을 단독터빈의 성능 및 발전량과 비교해보고자 하였다.

3) 불균일 입구조건에의 조류발전용 터빈 적용

국내 발전소에서는 발전시스템의 냉각을 위해 수중 취수관으로 해수를 공급하고, 냉각 후 온배수는 긴 방수로를 따라 배출하게 되는데, 그 양이 상당하여 배출되는 입구에서의 유속이 매우 빠르다. 또한, 배출되는 유량은 시설 규모에 따라 조금씩 상이하지만, 초당 50ton 정도 되고, 그에 따라 유속은 작게는 약 3m/s에서 4.5m/s에 이른다. 이러한 흐름에는 상당한 유량으로 인해 큰 운동에너지가 존재하게 되므로, 입구 근방에 조류발전용 터빈을 배치하는 발전방식이 매우 유용할 것으로 판단하여, 온배수가 흐르게 되는 방수로를 일정한 입구에서 흐름이 유입되는 하나의 제한수로로 가정하여 입구 근방의 빠른 유속구간에 터빈을 설치함에 따른 수평축 및 수직축 터빈의 성능을 수치해석을 이용하여 조사하고자 하였다.

4) 수직축 터빈을 이용한 터빈 배치 적용

현재 제안되고 있는 조류발전용 터빈 배치방식에 대한 규정이나 제안사항들은 주로 실험역 테스트가 수행되고 있는 수평축 터빈으로 한정되어 있고, 터빈 배치시 기본 원칙은 각 터빈의 성능 확보를 위해 전방 터빈의 후류 영역 내에 배치하지 않도록 하고, 한정된 해역에 최대한 많이 배치되도록 하고 있다. 그러나 수직축 터빈은 인접하게 배치하면 단독 터빈에 비해 성능이 향상되는 측면이 있으므로, 이를 고려한 배치가 적용되어야 하지만, 현재 수직축 터빈 배치와 관련된 규정 및 제안사항 자체가 거의 전무한 실정이다. 따라서 수직축 터빈을 이용한 단지는 상호영향에 의해 성능이 향상되는 이점을 이용하면서 단지 내 최대한 많은 터빈을 배치하는 방식이 적용되어야 한다. 이를 위해 6기의 수직축 터빈을 대상으로 1기씩 배치한 경우(Single-type)와 터빈을 인접하도록 일렬 배치한 경우(Canard-type)로 나누었고, Canard-type은 2기, 3기, 6기씩 인접하도록 배치한 Dual, Triple, Hextuple로 구분하였으며, Single-type과 Canard-type에 따른 성능 및 발전량의 차이를 2차원 비정상 해석을 통해 조사하고자 하였다. 또한, 각각의 방식으로 배치된 터빈 후류에서의 속도결손 및 성능 결과를 이용하여 수직축 터빈만의 터빈 배치방식을 제안하고자 하였다.

제 2 장 대상 터빈 및 수치해석기법

2.1 대상 터빈 선정

조류발전용 터빈은 크게 수평축 터빈과 수직축 터빈으로 나뉜다. 각 터빈은 양력을 이용하기 위해 익형 단면을 이용하게 되는데, 풍력발전용 터빈에 사용하는 주로 쓰이는 NACA 63, 64, 65 시리즈를 적용하고 있다. 이러한 단면들은 터빈 설계를 위해 적합한 단면이 선정되어야 하고, 선정 기준이 되는 특성으로는 양항비(C_L/C_D)가 높아야 하고, 높은 양항비가 발생하는 받음각 구간이 넓을수록 좋으며 급격한 실속이 발생하지 않아야 한다. 또한, 실속 이후 성능이 크게 감소되지 않아야 한다. 효율이 좋은 터빈을 설계하기 위해서는 양항비가 높고, 최적 받음각과 스톨(Stall)이 발생하는 받음각의 차이가 큰 단면을 선정해야 한다.

2.1.1 수평축 터빈 (비교목적)

본 논문에서 사용된 수평축 터빈은 Hyun(2012)이 유사성이 높은 풍력터빈 설계이론을 기반으로 하여 설계한 100kW급 터빈으로 선정하였고, 그 설계 과정은 특정익형을 이용해 스펠별 코드길기와 비틀림각을 계산하여 결정한 것이며, 제원 및 형상을 Table 2.1.1, 2.1.2, Fig. 2.1.1에 나타내었다.

Table 2.1.1 Specification of HAT selected

Designation	Symbol	Values
Rated power (kW)	P_{rated}	100
Estimated power coefficient	C_p	0.48
Estimated drive train efficiency	η	0.9
Rated stream velocity (m/s)	V_{rated}	2
Tip speed ratio (TSR)	λ	5.3
Turbine diameter (m)	D_H	8
No. of blade	Z	3
Rotational speed (RPM)	ω	24.72

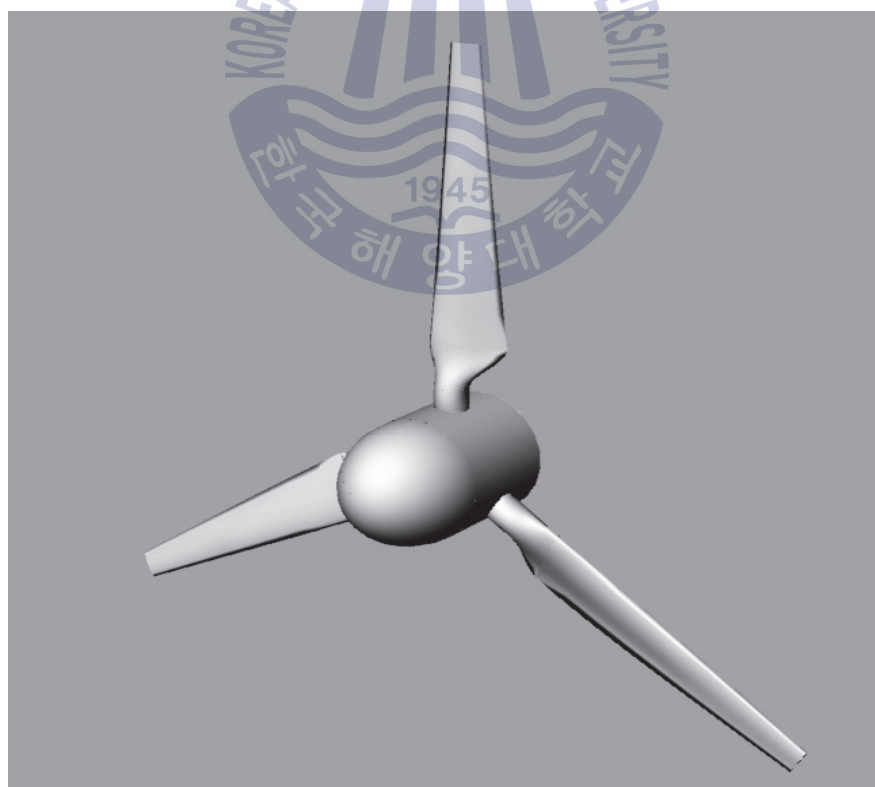


Fig. 2.1.1 3-D model of HAT selected

Table 2.1.2 Particulars of HAT selected

r/R	Chord (mm)	Twist angle (deg.)	Blade section
0.00	-	-	
0.05	-	-	
0.10	-	-	
0.15	300	-	cylinder
0.20	300	-	cylinder
0.25	transition	transition	transition
0.30	684.11	16.98	DU-93-W-210
0.35	655.11	14.59	DU-93-W-210
0.40	626.11	12.66	DU-93-W-210
0.45	597.10	11.07	DU-93-W-210
0.50	568.10	9.75	DU-93-W-210
0.55	539.10	8.64	DU-93-W-210
0.60	510.09	7.69	DU-93-W-210
0.65	481.09	6.87	DU-93-W-210
0.70	452.09	6.15	DU-93-W-210
0.75	423.08	5.50	NACA63-418
0.80	394.08	4.91	NACA63-418
0.85	365.08	4.33	NACA63-418
0.90	336.08	3.74	NACA63-418
0.95	307.07	3.02	NACA63-418
1.00	278.07	2.50	NACA63-418

2.1.2 수직축 터빈

본 논문에서 사용된 수직축 터빈은 Hyun(2012)이 다양한 파라메트릭 스터디를 통해 제안된 터빈으로 선정하였다. 수직축 터빈은 수평축 터빈에 비해 아직 정형화된 설계기법이 없어 다양한 파라메트릭 스터디를 통해 설계된 터빈을 선정하였으며, 각 터빈의 형상, 주요 제원을 Table 2.1.3, Fig. 2.1.2에 나타내었다.

Table 2.1.3 Specification of VAT selected

Designation	Symbol	Value
Blade section		NACA65 ₃ -018
Diameter (m)	D	5
Chord length (m)	c	0.44
Span length (m)	H	6
Span length to diameter ratio	H/D	1.2
Solidity	σ	0.085



Fig. 2.1.2 3-D model of VAT selected

2.2 수치해석기법 개요

전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)은 컴퓨터 하드웨어 기술의 발달로 유체역학 연구분야에서 각광받고 있는 중요한 기술의 하나이다. 컴퓨터를 사용하여 다양한 수치해석방법을 통해 사용자가 원하는 유동장을 예측 및 모사하는 방법으로 조선, 항공, 전기·전자, 자동차, 환경, 생체역학 등과 같은 여러 산업 분야에서 광범위하게 적용되고 있다. 자연 현상이나 수많은 공업장치 중에서 볼 수 있는 열이동, 상변화, 물질전달, 화학반응 등의 과정을 동반하는 유체 유동을 해석하는 용도로 사용되고 실험에 비해 경제성이 좋다. 또한, 안전성 연구 및 사고 시나리오 등과 같은 정상성능 한계 이상에서의 위험한 조건에 대한 연구가 가능하므로 실제적인 제한 없이 상세한 결과를 얻을 수 있어 실험의 대체수단으로서의 설계도구로 사용된다. CFD 즉, 수치해석은 일련의 과정을 거치게 되는데, 크게 전처리 과정(Pre-processing), 솔버(Solver), 후처리 과정(Post-processing)으로 나뉜다. 전처리 과정은 관심영역에 대해 기하학적으로 정의하고, 격자 생성 및 경계조건(Boundary condition)을 설정하고, 솔버는 전처리 과정에서 생성한 격자에 대해 계산을 수행하고, 후처리과정은 솔버에서 계산된 영역에 대해 사용자가 원하는 결과를 출력하는 과정을 의미한다.

본 절 이후에서는 조류발전용 터빈의 수치해석시 통상 사용되는 기본방정식, 터빈 성능해석기법, 터빈 회전기법, 경계조건에 대한 개략적인 내용을 설명하고자 하였다.

2.3 기본방정식

2.3.1 연속 방정식

연속방정식은 질량보존법칙으로부터 유도된 것으로 통상 3차원 압축성 비정상유동인 경우 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.1)$$

압축성 및 비압축성 유동인 경우 식 (2.2)와 같이 표현되고, 밀도가 일정한 경우 식 (2.3)과 같이 표현되며, 대부분의 조선해양분야에서 적용된다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

2.3.2 RANS 방정식

난류유동은 실시간으로 해석하기 상당히 어려운 일로서, 통상 난류유동의 속도나 압력은 시간평균과 변동으로 이루어지는 것으로 본다. 그 예로 x축 방향의 속도성분과 압력은 식 (2.4)와 같이 표현한다.

$$u = \bar{u} + u', \quad p = \bar{p} + p' \quad (2.4)$$

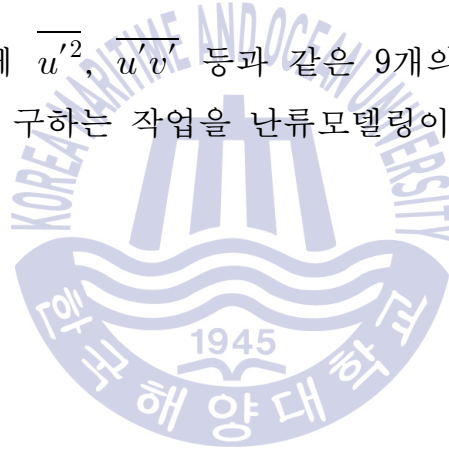
여기서, \bar{u} 는 속도의 시간평균, \bar{p} 는 압력의 시간평균을 의미한다. 이를 운동방정식으로부터 얻은 Navier-Stokes 방정식에 각 항을 대입하여 그 방정식을 다시 시간평균하면 x, y, z축에 대한 새로운 방정식이 도출되게 되는데, 이를 Reynolds 방정식, 즉 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식이라 하며, 식 (2.5)~(2.7)과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \overline{\rho u'^2} \right) \\ & + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho u' v'} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \overline{\rho u' w'} \right) \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \overline{\rho u' v'} \right) \\ & + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \overline{\rho v'^2} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \overline{\rho v' w'} \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \overline{\rho u' w'} \right) \\ & + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \overline{\rho v' w'} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \overline{\rho w'^2} \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

여기서, 각 식의 우변에 $\overline{u'^2}$, $\overline{u'v'}$ 등과 같은 9개의 항을 Reynolds 응력이라 하고, 이러한 응력항들을 구하는 작업을 난류모델링이라 한다.



2.4 터빈 성능해석기법

2.4.1 BEMT(Blade Element Momentum Theory)

날개요소 운동량 이론(Blade Element Momentum Theory, BEMT)은 터빈 날개의 반경방향의 속도성분과 3차원 효과를 무시한다는 가정을 하고, 날개 요소에서의 힘을 2차원 날개단면의 양력을 계산하는 날개요소 이론과 운동량이론을 융합한 이론으로, 터빈 날개의 스펀 방향의 미소면적에 대한 힘을 운동량 이론을 바탕으로 구하고, 각 요소의 힘을 통해 전체 날개가 받는 힘을 추정하여 터빈의 성능을 예측하는 방법이며, 풍력 터빈의 성능을 예측하는데 주로 적용한 방법이다. 적용시 날개 반경방향 흐름의 요소면적에 서로 영향을 주지 않는다는 가정이 필요하고 그에 따라 설계 및 성능평가가 이루어질 수 있다. 또한, BEMT를 이용한 성능해석 결과는 TSR 3이상의 범위에서 실제 실험결과와 잘 일치하는 경향이 있어 수평축 터빈 설계 및 성능 평가의 표준으로 널리 쓰이고 있는 이론이다.

2.4.2 DMS(Double-Multiple Streamtube) model

이중 다류관(Double Multiple Streamtube) 모델은 수직축 터빈의 성능해석을 위해 Paraschivoiu에 의해 제안된 모델로, BEMT와 유사하게 날개요소 이론과 운동량 이론을 기반으로 한 해석적 모델이다. Templin(1974)의 단일유관(single streamtube) 모델을 시초로, Wilson and Lissanman(1974)의 다중유관(multiple streamtube) 모델들이 개발된 바 있다. 이들 중, 단일유관 모델과 다중유관 모델은 터빈 전체를 하나의 작동 원판으로 가정하기 때문에 터빈의 전, 후면에서의 유속을 같게 예측한다. 그러나 이것은 수직축 터빈의 상류와 하류에서 유속이 달라지는 점을 고려하지 못하였다는 한계가 있었고, 작동 원판을 나란히 배치하여 전, 후면의 속도 차이를 고려하는 이중 다류관 모델의 필요성이 더욱 대두되었다.

2.4.3 Cascade model

캐스케이드(Cascade)는 날개들은 일정한 간격으로 일직선상에 배열하는 것을 말하고, 통상 turbomachinery 해석 분야에 널리 사용되고 있는 개념이다. 수직축 터빈의 경우 터빈 날개는 날개수에 따라 균등한 각도로 배치하게 되고, 각 날개는 회전함에 따라 뒤에 따라오는 날개는 앞날개의 후류의 영향에 있게 되므로, 캐스케이드 개념을 적용하면 각 날개를 일직선상을 배열시켜 유입되는 유속과 후류 속도를 경험적으로 산출하여 터빈 날개에 작용하는 힘을 계산할 수 있다는 것이며, 최초 수직축 풍력터빈을 연구한 Hirsch and Mandal(1987)에 의해 적용되었다. 이들이 제안한 모델은 각 터빈 날개의 공기역학적 특성을 각 날개의 위치에 따른 받음각과 레이놀즈 수를 고려하여 상류와 하류방향에서 각각 계산하고, 그에 따라 날개에 작용하는 힘을 계산하는 방법이다.

2.5 터빈 회전기법

2.5.1 MRF(Moving Reference Frame)

많은 공학문제들에는 회전하는 물체 주위에 대한 흐름문제를 포함하고 있는데, 그 예로 펌프나 추진기, 터빈 등의 문제가 그러하다. 이러한 회전하는 물체에 대한 문제를 풀기 위해서는 적절한 물체 회전기법이 필요한데, MRF(Moving Reference Frame, MRF) 모델은 물체를 직접 회전하지 않고 물체 주위의 유체를 일정 속도로 회전시키는 방법으로, 유체간 상호작용이 거의 없는 정상 유동에서 흔히 적용하며, 물체를 직접 회전하지 않으므로 회전시켜 계산하는 방법보다 해석시간이 짧은 장점이 있다. Fig. 2.4.1은 회전하는 임펠러(Impeller) 문제에 대한 예제를 나타낸 것인데, 회전하지 않는 영역은 stationary zone, 유체를 회전하는 영역은 moving reference frame zone으로 나누게 되고, 회전영역에 대해 유체의 회전속도를 부여함으로써 임펠러의 성능을 파악할 수 있게 된다. MRF 모델을 적용시 단일 임펠러가 아닌 2개 이상의 임펠러를 적용하는 경우 Fig. 2.4.2와 같이 영역을 구성하고, 각 임펠러 주위의 영역에 유체 회전속도를

부여함으로서, 각각의 임펠러 성능을 파악할 수 있으며, 회전방향을 각각 다르게 부여할 수 있게 됨에 따라 그 영향을 확인할 수 있다.

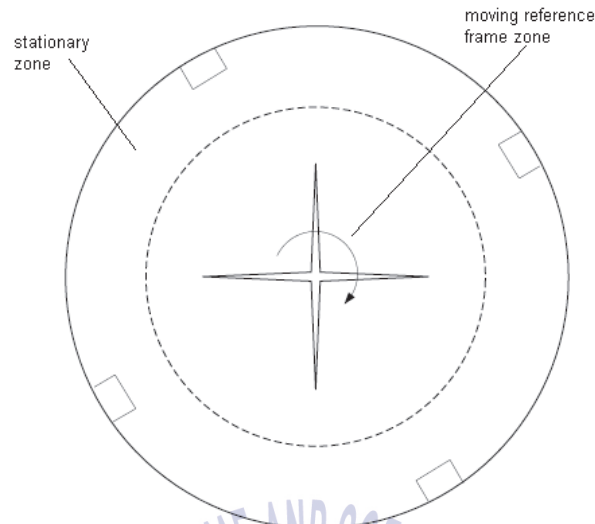


Fig. 2.5.1 Example of MRF model for single impeller

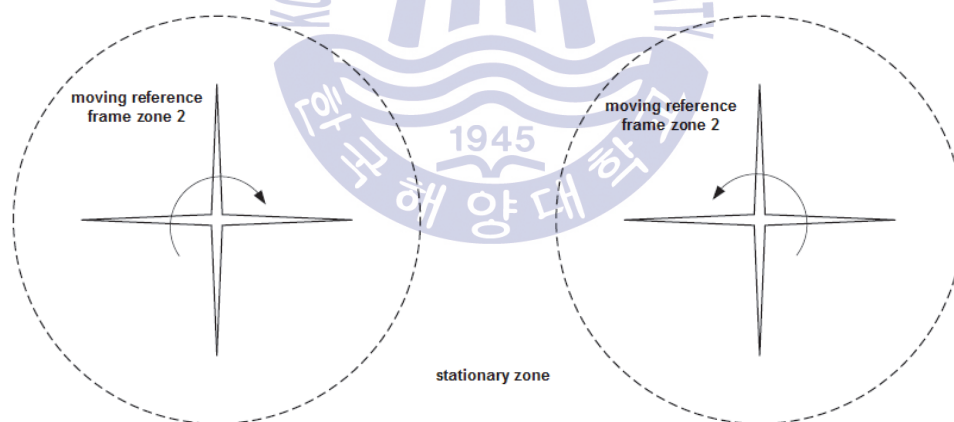


Fig. 2.5.2 Example of MRF model for dual impeller

2.5.2 SMM(Sliding Mesh Method)

SMM(Sliding Mesh Method)은 MRF 모델과 달리 회전영역과 회전하지 않는 영역으로 구성된 계산영역에서 회전영역을 직접 회전시키는 방법으로, 유체 입자 간의 상호작용에 의한 영향이 있거나 반복적인 유동이 발생하는 문제를 다루게 될 경우 적용한다. 예를 들면 가이드베인을 부착한 터빈 문제를 해결할 때 적

용해야 하는 기법이다. 터빈이 회전함에 따라 가이드베인과 터빈 날개간 상호작용이 반복적으로 발생하게 되므로, MRF모델을 적용할 경우 그 영향을 알기 어려우므로, MRF모델이 아닌 SMM을 적용하여 문제를 해결해야 한다. Fig. 2.4.3은 회전하지 않는 가이드베인들과 회전하는 날개문제를 2차원적으로 접근하여 해결하고자 하는 예제를 나타낸 것으로, 가이드 베인은 움직이지 않고 3차원 날개를 2차원으로 일렬로 배열시킨 날개를 직선 이동시켜 회전날개를 모사하는 것이다. 이 때, 이동하지 않는 영역과 이동하는 영역이 만나는 경계에는 인터페이스(Interface) 조건을 부여해야 하고, MRF모델과는 달리 비정상 해석을 통해 2차원 날개를 이동시킴에 따라 가이드 베인을 통과한 흐름이 가이드 베인과 날개의 위치에 따른 결과를 파악할 수 있다.

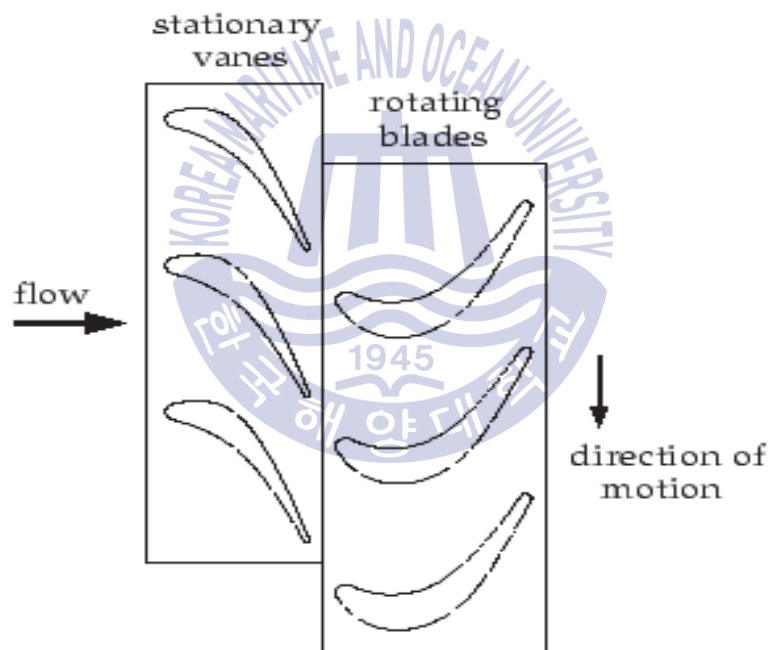


Fig. 2.5.3 Example of SMM for rotating blades with guide vanes, FLUENT User guide

본 논문에서는 범용 CFD코드인 FLUENT를 이용하여 조류발전용 수평축 및 수직축 터빈의 성능해석을 수행하여 실험 결과와 비교하였다. 터빈의 성능해석 시 중요한 터빈 회전기법은 MRF(Moving Reference Frame) 및 SMM(Sliding Mesh Method)를 이용하였고, 이를 통해 터빈 성능 특성을 파악하였으며, 주변 유동장을 분석하였다. 격자 생성 및 모델링은 Gridgen을 이용하여 완성하였다.

2.6 경계조건

Velocity inlet

유입조건 중의 하나로 비압축성 유동 문제에 적합한 경계조건이고, 입구의 유동 속도나 유향을 정의할 수 있고, 본 조건의 경계는 관심 대상영역으로부터 충분히 멀리 있도록 설정하여 유동이 충분히 발달할 수 있도록 해야 하는 특징이 있다.

Pressure outlet

유출조건 중의 하나로 유출 경계의 정압조건을 정의할 수 있고, 관심 대상으로부터 충분히 멀리 경계를 구성해야 하며, 유출되는 흐름의 유향 변화가 없도록 해야 하는 특징이 있다.

Symmetry

물리적 유동 특성 혹은 패턴이 대칭되는 경계에 부여하는 조건으로, 점성 유동인 경우 대칭 경계에서 수직방향의 속도성분이 없는 벽조건(zero-slip wall)으로도 사용되는 경우가 있으며, 경계를 기준으로 물리량은 내외가 같도록 하는 특징이 있다.

Interface

터빈의 회전을 수치적으로 적용하기 위해 격자는 터빈이 회전하는 영역과 비회전영역으로 나누어 구성하는데, 이 때 영역이 서로 교차되는 경계에 부여하는 조건으로, 각 영역간 만나는 면의 격자를 공유하여 물리량을 매칭시키도록 하는 FLUENT만의 경계조건이다.

제 3 장 조류발전용 터빈 성능해석

3.1 성능해석모델 검증

수평축 및 수직축 터빈의 성능해석 결과에 대한 검증을 위해 아래와 같이 크게 네 가지로 나누어 결과에 대한 신뢰성을 검토하였다.

가. 고정 수중익 수치해석

나. 수평축 터빈 수치해석

다. 수직축 터빈 수치해석

라. 전체 계산영역 크기

첫 번째 고정 수중익은 익형으로 이루어진 터빈의 성능을 예측함에 있어 기본적인 양향력 특성을 파악하기 위한 것으로, 날개 받음각에 따른 양향력계수를 실험결과와 비교 검토하였다. 두 번째 수평축 터빈은 세 가지 터빈에 대해 터빈 성능을 수조 실험 혹은 CFD 결과와 비교 검토하였다. 세 번째 수직축 터빈은 그 구조가 터빈 날개, 중축 그리고 날개와 중축을 지지하는 스트럿으로 구성되어 있는데, 통상 계산 경제성을 고려하여 스트럿을 제외한 성능해석을 수행한다. 그러나 성능면에 있어 스트럿은 저항요소로 작용하므로 이로 인한 토크의 저하를 고려하여 검증을 해야 하므로, 수평축 터빈과는 달리 일련의 과정을 거쳐 성능을 검증하고자 하였으며, 그 결과를 실험치와 비교하였다.

가. 고정 수중익

가장 기초적인 날개에 대한 수치계산을 위해 고정 수중익에 대한 수치해석을 수행하였다. 날개 단면은 터빈에 적용되는 다양한 날개 단면 중 흔히 사용되는 NACA 65 series 중 하나인 NACA 65₃-018을 선정하였다. 이러한 직진하는 고

정 수중익에 대한 수치해석은 익형 단면으로 구성된 터빈의 성능을 파악함에 있어 기본적이고 중요한 것이라 할 수 있다. 수평축 터빈의 경우 하나의 TSR에서 유입되는 흐름의 속도와 터빈 회전속도의 벡터합으로 날개가 받게 됨에 따라 터빈 반경방향에 따라 피치각이 다른 날개는 받음각이 조금씩 다르게 되며, 그로 인해 반경방향의 위치에 따라 양력과 항력이 달라지므로 터빈 전체의 토크를 예측함에 있어 중요하다. 또한, 수직축 터빈도 수평축 터빈과 유사하게 Fig. 3.1.1에 나타낸 것과 같이 유입되는 흐름과 로터가 회전하는 속도의 벡터합으로 날개가 받음각을 받게 된다. 여기서, V_0 는 유입되는 흐름속도이고, $R\omega$ 는 회전속도를 의미하며, W 는 각 속도의 벡터합(Resultant velocity)를 의미한다. 이 때 터빈 날개의 위치 즉, 위상각(Azimuthal angle, θ)에 따라 날개가 받게 되는 실제 받음각이 다르고, 식 (3.1)에 나타낸 것과 같이 TSR에 따라 그 받음각 범위가 다르다. TSR은 끝단 속도비로, 유입되는 유속과 로터 회전속도의 비를 의미하고, 추진기의 전진비와 유사하다. 식 (3.1)을 이용하여 TSR 1.5, 3.0, 4.5에 대한 받음각을 Fig. 3.1.2에 나타내었는데, TSR=3.0인 경우 날개가 회전함에 따라 받는 최대 받음각은 약 20도임을 알 수 있다.

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta + TSR} \right) \quad (3.1)$$

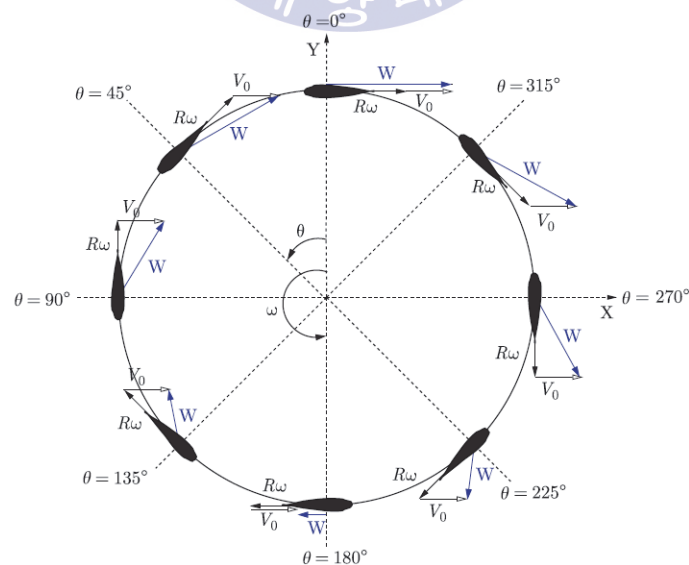


Fig. 3.1.1 Resultant velocity as azimuthal angle for VAT, Antheaume et al.(2008)

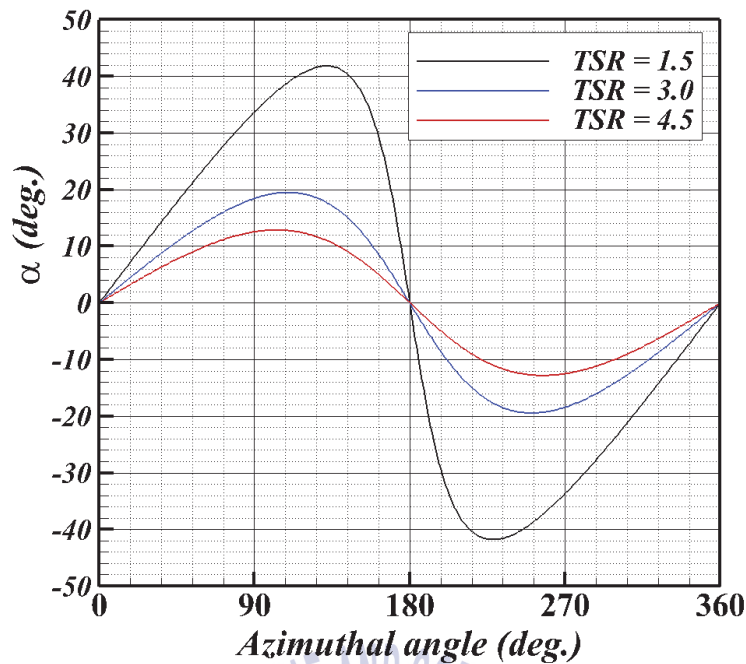
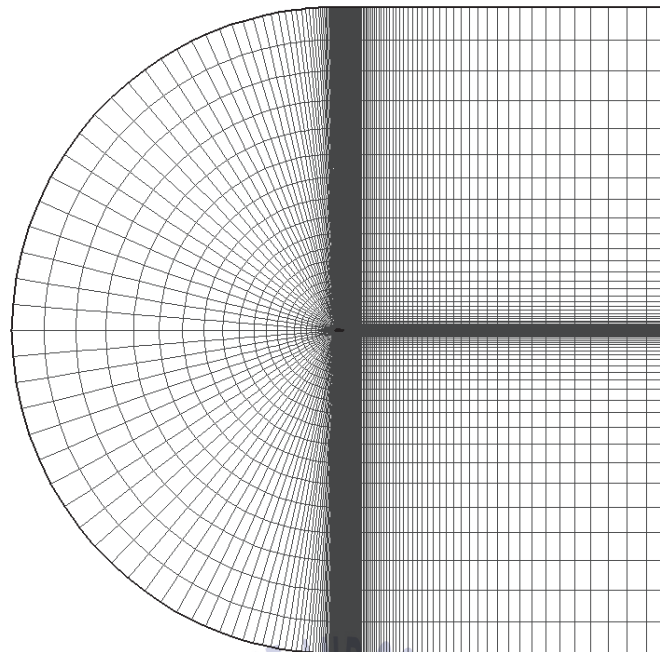


Fig. 3.1.2 Angle of attack with respect to azimuthal angle

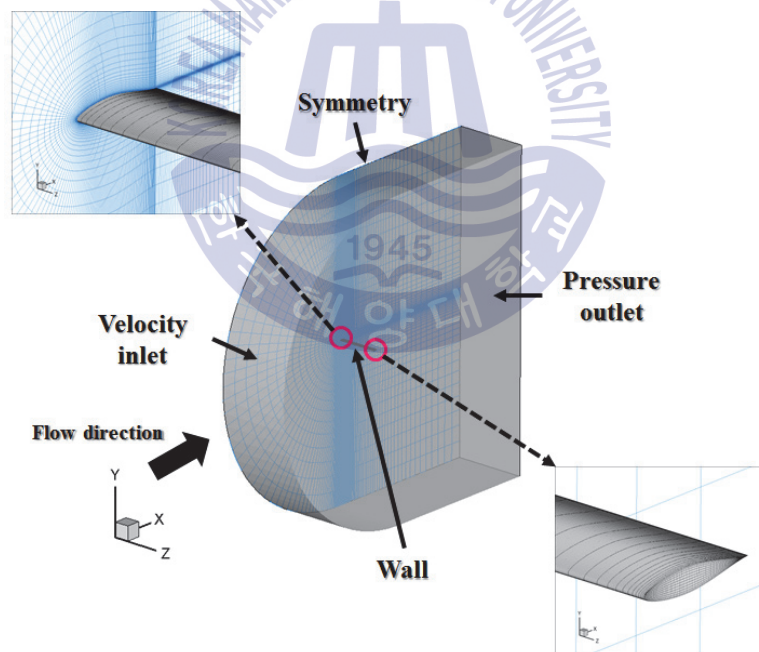
물론 수직축 터빈은 수평축 터빈과 달리 각 날개는 날개가 지나간 흐름 즉, 후류(Wake)의 영향을 지속적으로 받게 되므로, 날개가 경험하게 되는 받음각은 식으로 얻어지는 각도와는 다소 다르고 또한 비정상적 유동특성을 보이고 있어 수직축 터빈의 날개는 상당히 복잡한 유동현상을 겪게 된다.

이와 같이, 회전하는 터빈 문제를 해결하기 앞서 직진하는 고정 수중익에 대한 날개의 특성을 먼저 살펴보는 것은 의미있는 일이라 할 수 있고, 날개의 회전에 따른 후류의 영향은 무시하고 오직 날개 끝단에서의 유동 차이에 의한 양력 손실만을 살펴보도록 하였다.

고정익의 수치해석을 위한 유동장은 전방으로 날개 코드길이(Chord length, c)의 10배, 후방으로 15배, 상방으로 10배의 크기만큼 정렬격자로 구성하였다. 경계조건은 날개는 벽(Wall) 조건, 유입조건은 Velocity inlet, 유출조건은 Pressure-outlet을 부여하였다. 3차원 격자는 2차원 격자를 스캔방향으로 확장시켜 구성하였으며, 2차원 및 3차원 격자를 Fig. 3.1.3에 나타내었다.



(a) 2-D



(b) 3-D

Fig. 3.1.3 Grid system for hydrofoil calculation

수치계산은 Abbott et al.(1959) 결과와의 비교를 위해 $Re=3 \times 10^6$ 에서 수행하였고, 받음각 $-22^\circ \sim 22^\circ$ 까지 계산을 수행하였으며, 계산 조건을 Table 3.1.1에 나타내었다.

Table 3.1.1 Calculation conditions for hydrofoil

Symbol		
Status		Steady
Fluid density(kg/m ³)	ρ	1000
Turbulence model		k- ω SST model (2 Eqn.)
Velocity(m/s)	V_{∞}	6.82
Chord length(m)	c	0.44
Reynolds number	Re	3.0×10^6
y+		≤ 5
Span length(m)	H	6
Angle of attack (deg.)	α	± 22

받음각에 따른 양력계수(Lift coefficient, C_L)와 항력계수(Drag coefficient, C_D)를 Fig. 3.1.4, 3.1.5에 각각 나타내었다. 결과에서 2차원의 경우 받음각 0도에서 12도까지는 Abbott et al.의 결과와 잘 일치하지만 실속은 좀 더 일찍 일어남을 확인하였다. 3차원의 경우 받음각 0도에서 8도 사이에서는 결과가 잘 일치하지만 그 이후에서는 양력이 다소 작게 예측되고 있음을 알 수 있으며, 실속이 일어나는 받음각은 잘 예측하고 있음을 알 수 있었다. 항력계수의 경우 2차원 결과는 Abbott et al.의 결과와 전반적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있었고, 3차원의 경우 받음각 4도 이후부터는 상당히 증가하는 것을 알 수 있었다. Fig. 3.1.6~3.1.13은 날개 주변의 압력 및 속도분포, 유선을 나타낸 것이다. 받음각 6도에서는 흐름이 압력면(Pressure side)과 흡입면(Suction side)을 따라서 잘 흐르고 있음을 알 수 있었고, 받음각 12도에서는 2차원과 3차원 두 결과 모두 유입된 흐름이 흡입면을 잘 따라가지 못하여 trailing edge 부근에 작은 와류가 발생됨을 알 수 있었으며, 16.5도에서는 trailing edge 부근의 흡입면 쪽에 12도에 비해 좀 더 큰 와류가 발생됨을 알 수 있었는데, 3차원의 경우 날개 끝단 부근에서는 그러한 와류는 거의 발생되지 않았다. 받음각 22도에서는 유입되는 흐름이 흡입면을 온전히 따라가지 못하는 현상이 현저함을 알 수 있고, 이로

인해 상당히 큰 와류가 발생됨을 알 수 있었는데, 3차원의 경우 흡입면에서 상당히 큰 와류가 발생하는 현상은 유사하지만 이러한 와류가 날개 끝단 부근에서 발생하는 복잡한 유동과 함께 날개 끝단 부근에서 흡입면 방향으로 기울어지는 현상을 확인할 수 있었다.

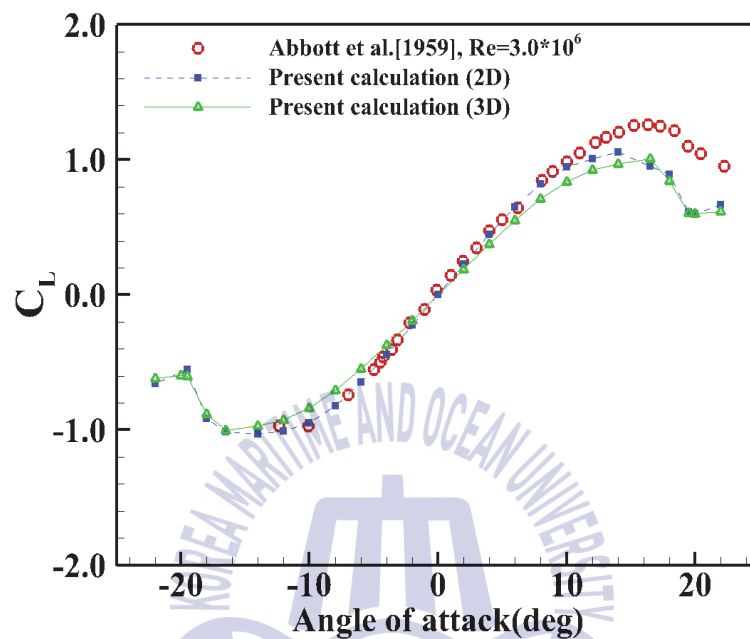


Fig. 3.1.4 Lift coefficient as angle of attack

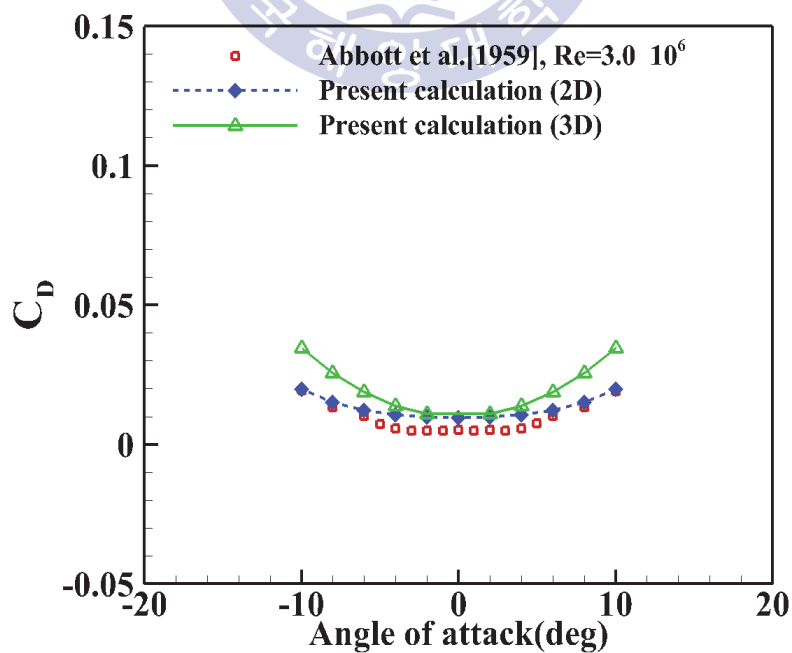


Fig. 3.1.5 Drag coefficient as angle of attack

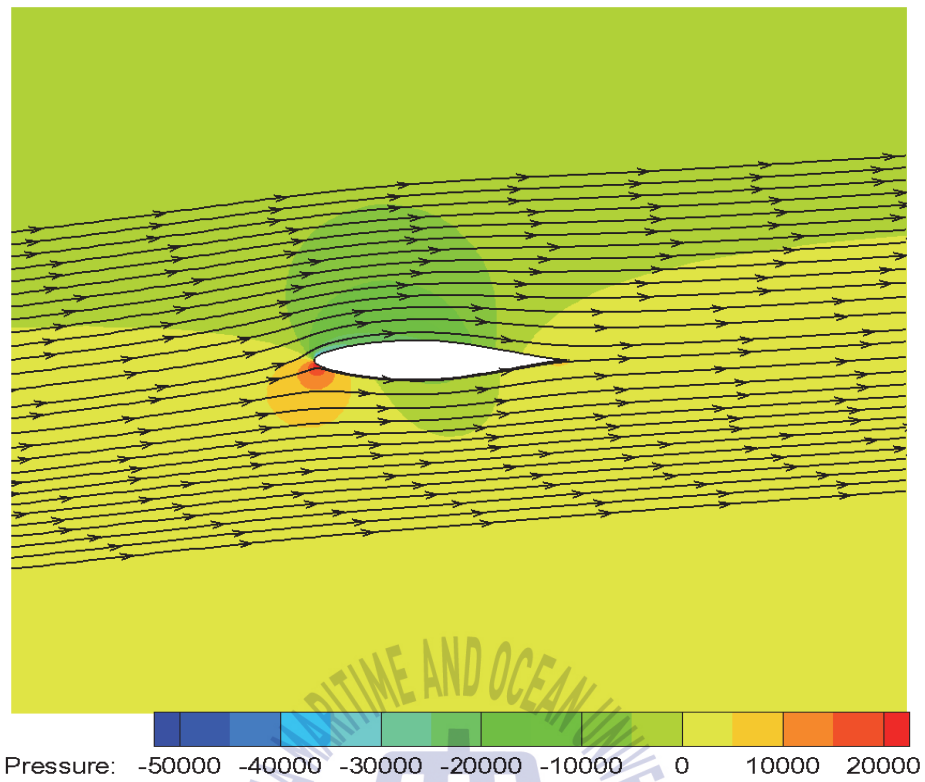


Fig. 3.1.6 Pressure contour and streamline at $\alpha=6^\circ$ (2-D)

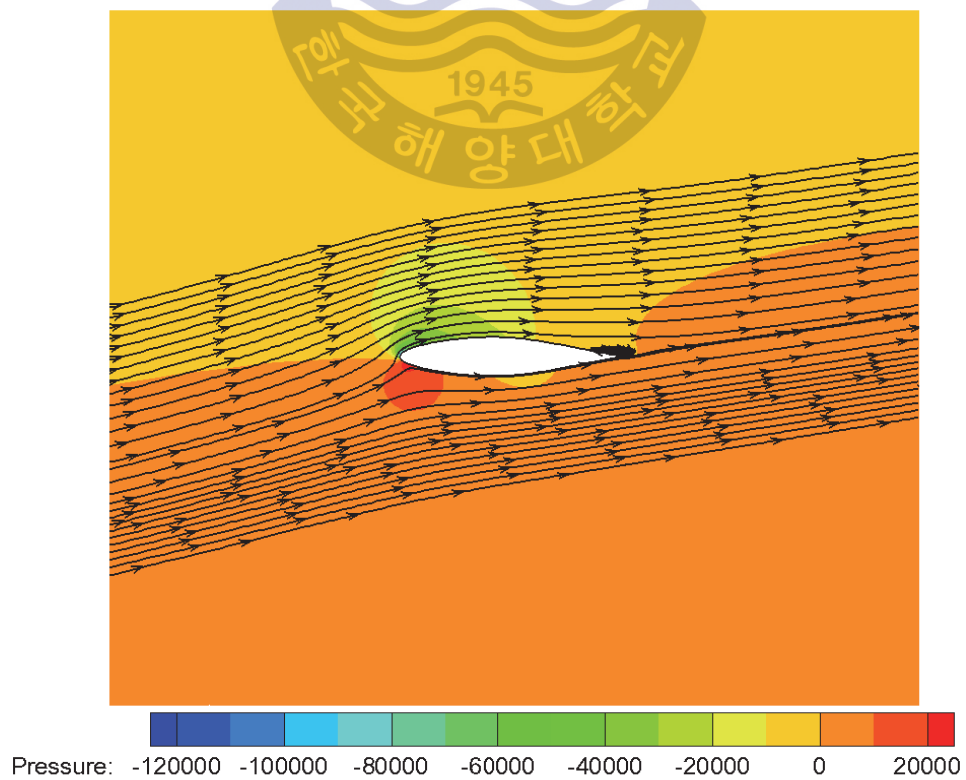


Fig. 3.1.7 Pressure contour and streamline at $\alpha=12^\circ$ (2-D)

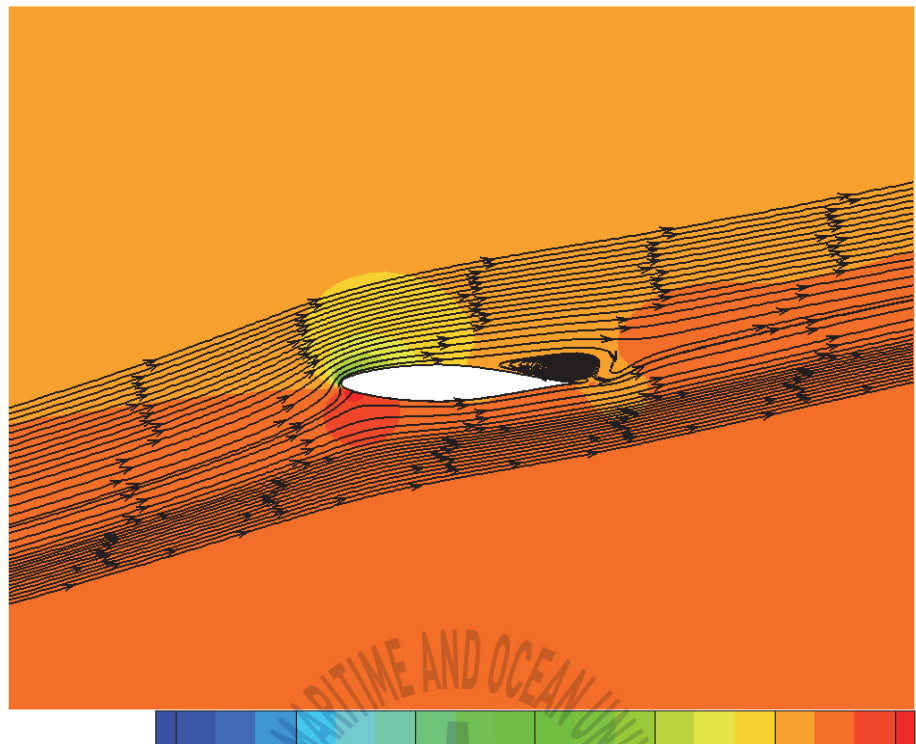


Fig. 3.1.8 Pressure contour and streamline at $\alpha=16.5^\circ$ (2-D)

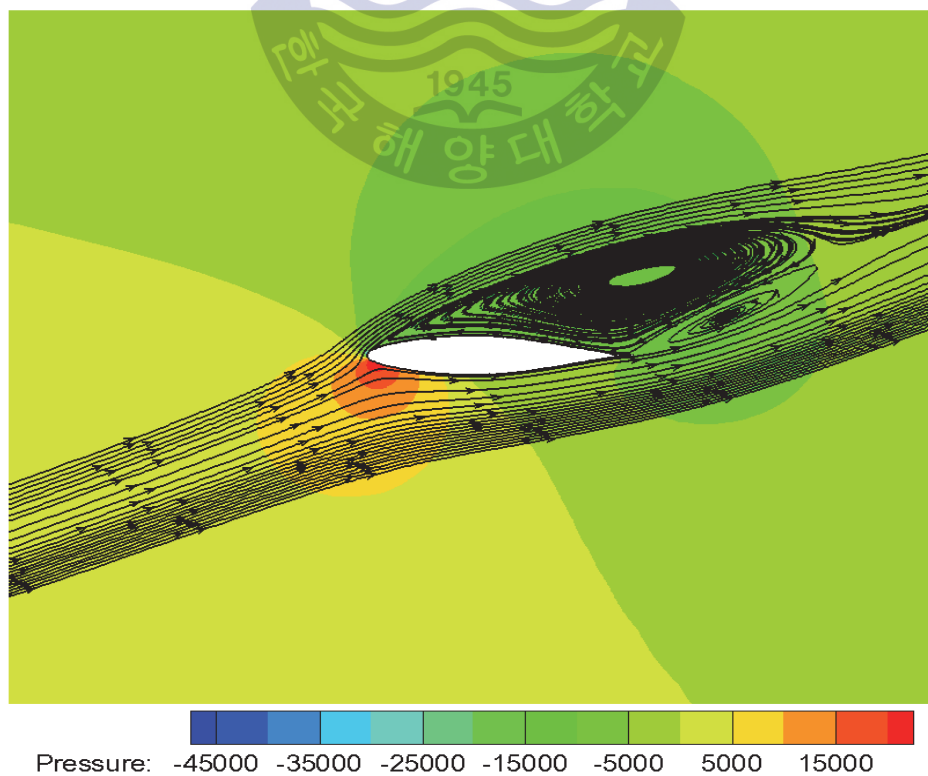


Fig. 3.1.9 Pressure contour and streamline at $\alpha=22^\circ$ (2-D)

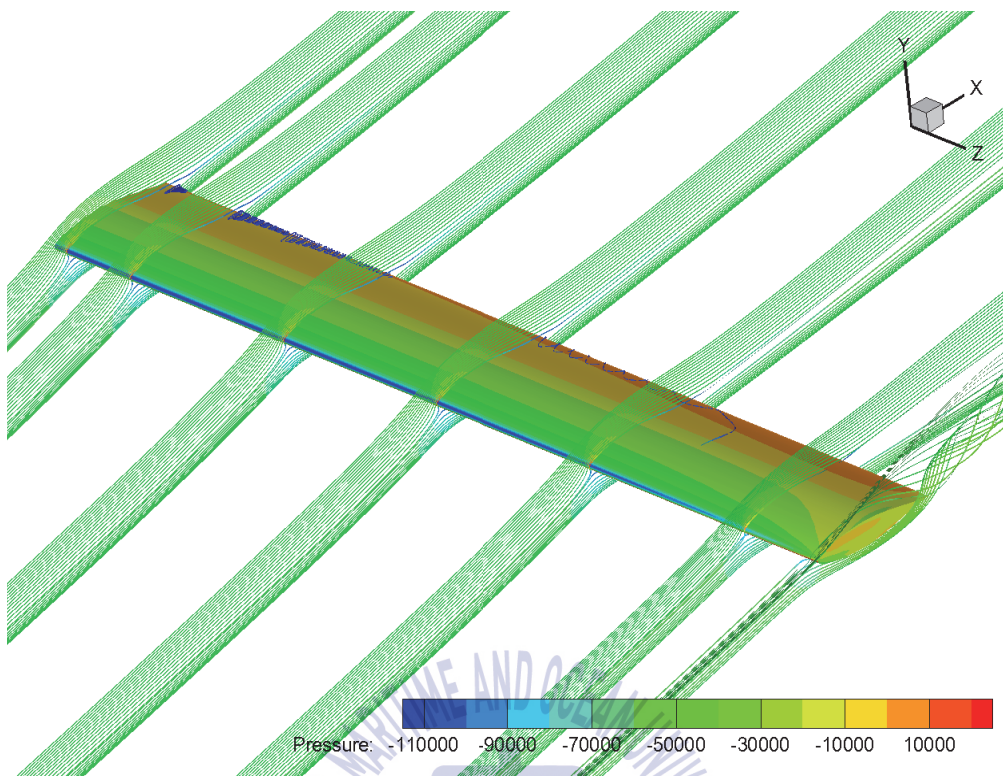


Fig. 3.1.10 Pressure contour and streamline at $\alpha=12^\circ$ (3-D)

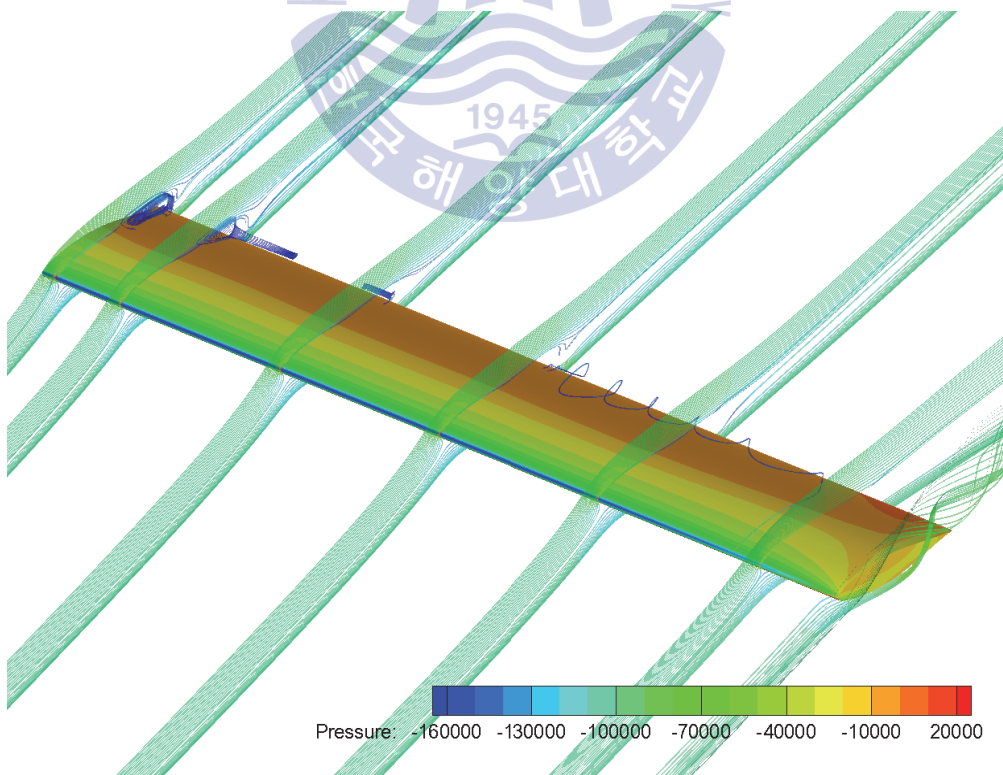


Fig. 3.1.11 Pressure contour and streamline at $\alpha=16.5^\circ$ (3-D)

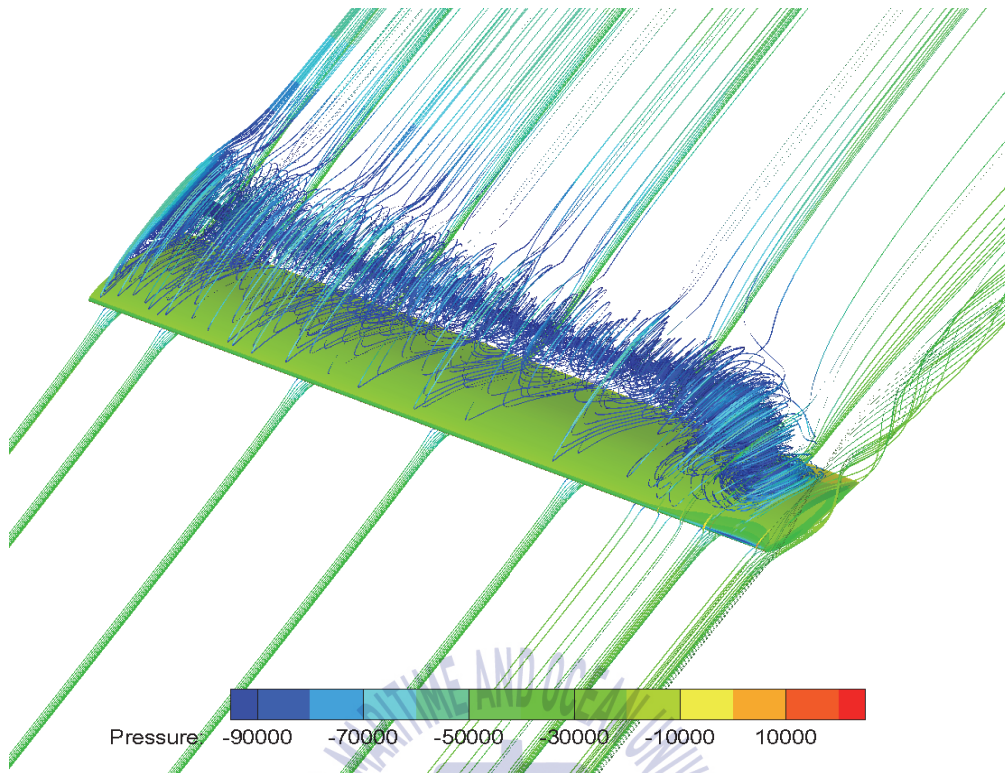


Fig. 3.1.12 Pressure contour and streamline at $\alpha=20^\circ$ (3-D)

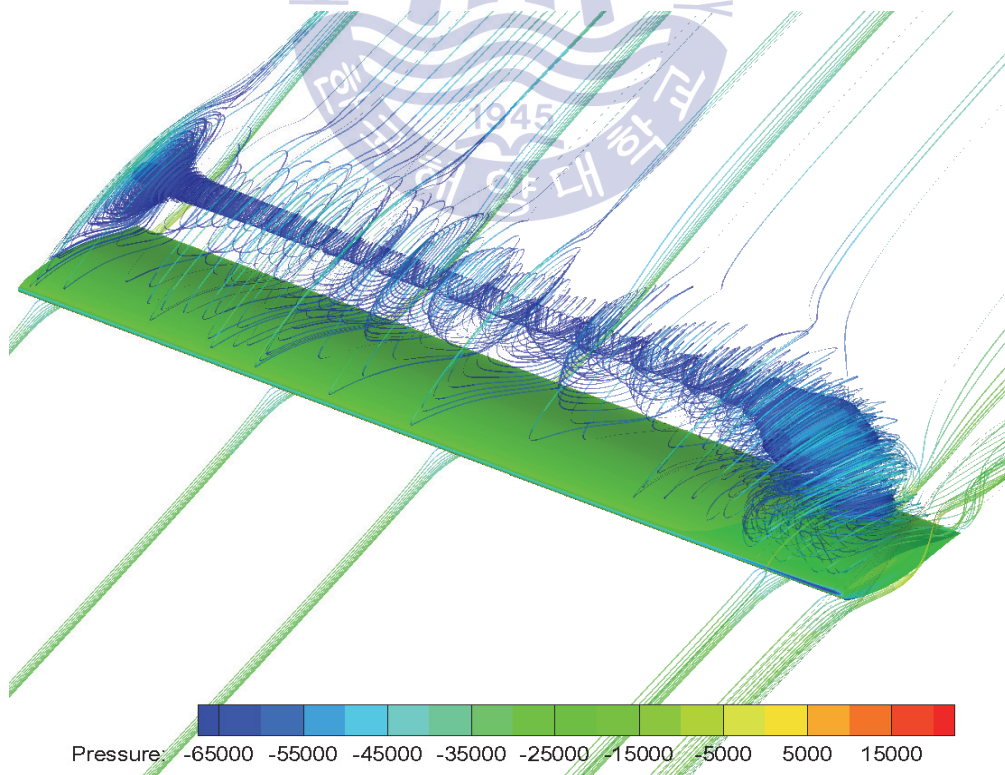


Fig. 3.1.13 Pressure contour and streamline at $\alpha=22^\circ$ (3-D)

나. 수평축 터빈

수평축 터빈의 검증은 Bahaj et al.(2007), Park et al.(2014), Hyun et al.(2012)의 실험 및 수치해석 결과를 바탕으로 수행하였으며, 검증의 신뢰성을 좀 더 확보하기 위해 세 가지 모델로 선정하였다.

Bahaj et al.(2007)은 캐비테이션 터널과 예인수조에서 실험을 수행하였고, 터빈의 다양한 피치각에 따른 성능특성 및 폐쇄효과 보정(Blockage correction) 등을 연구하였다.(Fig. 3.1.14) 그의 결과에서 피치각 25도인 터빈에 대해 유속 1.5m/s일 때의 동력계수(Power coefficient, C_p)를 비교해보고자 하였으며 Table 3.1.2의 제원을 바탕으로 직접 3차원 모델링하였다(Fig. 3.1.15).

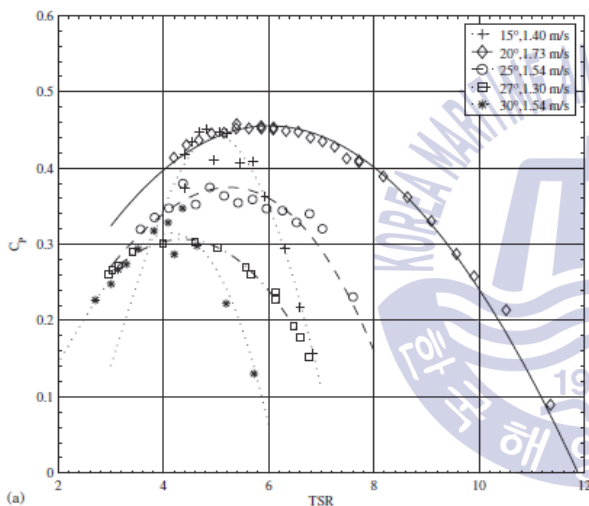


Fig. 3.1.14 Experiment results of Bahaj et al.(2007)



Fig. 3.1.15 3-D CAD model of HAT (Bahaj et al., 2007)

Table 3.1.2 Particulars of turbine blades and hub (Bahaj model)

r/R	Radius(mm)	c/R	Pitch distribution	t/c(%)	Chord(mm)
0.2	80	0.125	15	24	50
0.25	100	0.1203	12.1	22.5	48.12
0.3	120	0.1156	9.5	20.7	46.24
0.35	140	0.1109	7.6	19.5	44.36
0.4	160	0.1063	6.1	18.7	42.52
0.45	180	0.1016	4.9	18.1	40.64
0.5	200	0.0969	3.9	17.6	38.76
0.55	220	0.0922	3.1	17.1	36.88
0.6	240	0.0875	2.4	16.6	35
0.65	260	0.0828	1.9	16.1	33.12
0.7	280	0.0781	1.5	15.6	31.24
0.75	300	0.0734	1.2	15.1	29.36
0.8	320	0.0688	0.9	14.6	27.52
0.85	340	0.0641	0.6	14.1	25.64
0.9	360	0.0594	0.4	13.6	23.76
0.95	380	0.0547	0.2	13.1	21.88
1	400	0.05	0	12.6	20

모델링한 터빈의 성능검증을 위해 Fig. 3.1.16, 17과 같이 3차원 유동영역을 구성하였다. 수평축 터빈은 터빈이 회전함에 따라 날개 주위의 유동장 변화가 거의 없고, 날개간의 후류로 인한 영향이 없으므로 정상상태로 가정하였다. 터빈 회전을 위해 전체 영역은 크게 비회전영역(Non-rotating zone)과 회전영역(Rotating zone)으로 나누어 구성하였고, 터빈 회전기법은 MRF 모델을 이용하였다. 전체 계산영역의 크기는 터빈 회전영역에 영향을 주지 않도록 하기 위해 터빈부터 입구까지는 터빈 직경의 5배, 출구까지는 7배, 외부 경계면의 직경은 5배로 구성하여 모델링하였다. 날개에 작용하는 토크를 정확하게 예측하기 위해 날개 표면은 정렬격자로 층을 구성하여 경계층 격자를 조밀하게 하였고, 나머지 영역은 비정렬 격자로 구성하였다.

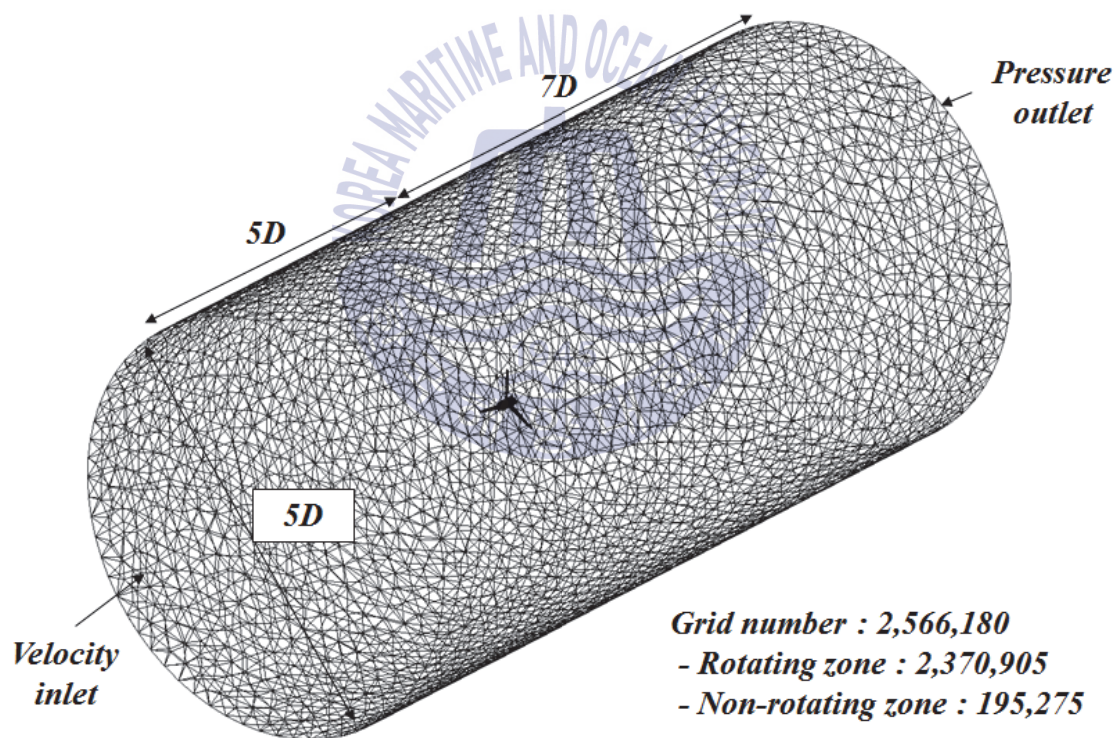


Fig. 3.1.16 Grid system for Bahaj model

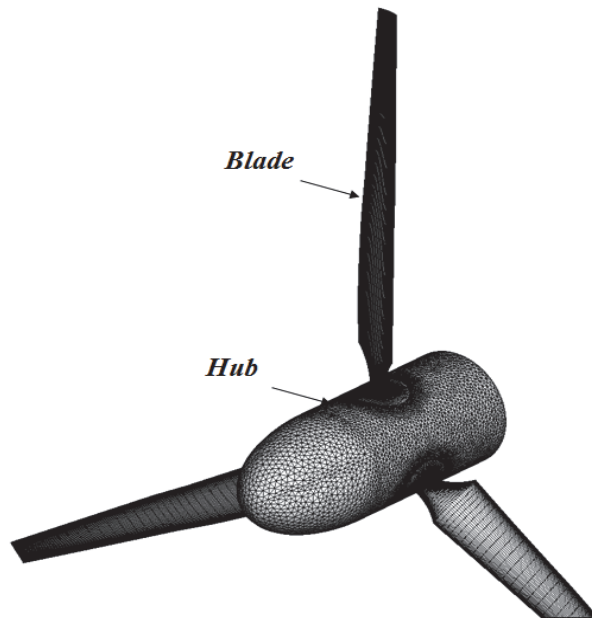


Fig. 3.1.17 Grid system on blades and hub

실험조건과 동일한 해석을 위해 유속을 1.54m/s로 고정하고, 회전속도를 변화시켰고, TSR 3에서 8까지 계산을 수행하였다. 터빈 날개 3매에 작용하는 토크 (Torque, Q)를 식 (3.2)를 이용하여 동력계수를 조사하였고, ω 는 회전속도, V_{∞} 는 유입유속, A는 단면적을 의미하며, 계산조건을 Table 3.1.3에 나타내었다. 동력계수는 통상 터빈의 성능을 나타내는 것으로, 유입되는 에너지와 터빈이 추출하는 에너지의 비를 의미한다. 추력계수는 회전하는 터빈으로 인해 지지구조물에 작용하는 힘을 파악하기 위한 것으로 식 (3.3)으로 나타낼 수 있다.

$$C_P = \frac{Q\omega}{\frac{1}{2}\rho V_{\infty}^3 A} \quad (3.2)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho V_{\infty}^2 A} \quad (3.3)$$

Table 3.1.3 Calculation conditions for Bahaj model

	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D	0.8
Free stream velocity(m/s)	V_{∞}	1.54
Tip speed ratio	λ	3 ~ 8
Turbulent model		k- ϵ realizable (Standard wall function)
Fluid status		Steady
Motion method		MRF

Bahaj et al.(2007)의 실험결과와 타 연구자들의 결과를 Table 3.1.3에 기술한 조건을 토대로 현재 계산결과와 비교한 것을 Fig. 3.1.18에 나타내었다. 현재 계산결과는 타 연구자들에 의해 해석한 결과와 상당 부분 잘 일치하고 있음을 알 수 있고, 실험결과보다 토크가 다소 작게 예측되었음을 알 수 있는데, 이는 캐비테이션 터널에서의 실험이 폐쇄효과가 있어 동력계수가 다를 수 있음을 확인하였다. 추력계수의 경우 실험한 TSR영역에서 잘 일치하고 있음을 확인하였다(Fig. 3.1.19).

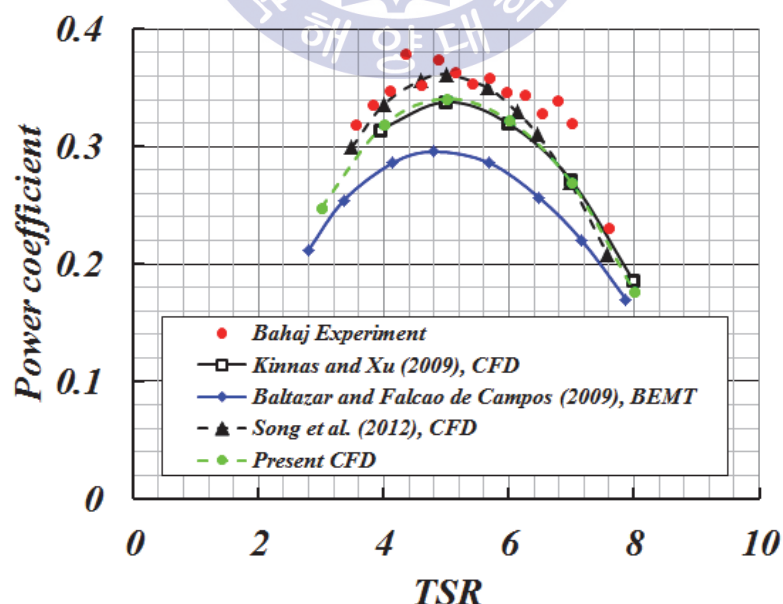


Fig. 3.1.18 Comparison of power coefficient between experiment and calculations

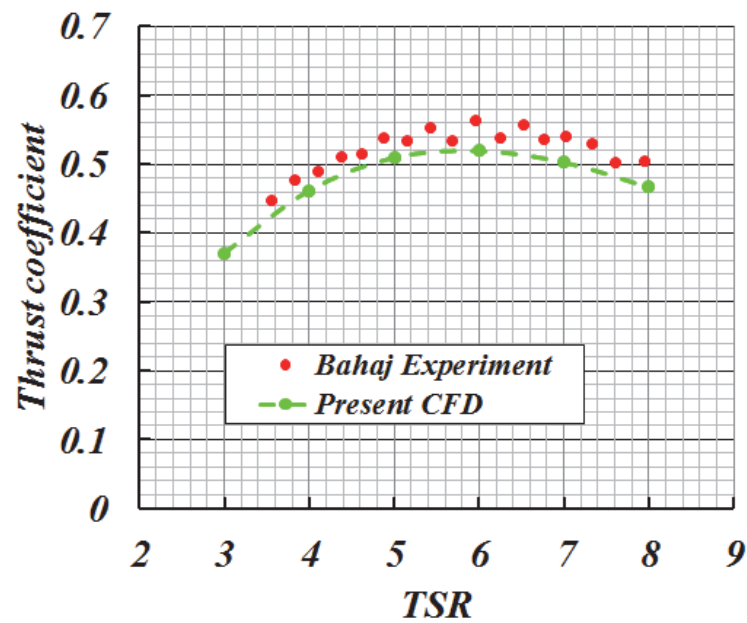


Fig. 3.1.19 Comparison of thrust coefficient between experiment and calculation

Park et al.(2014)은 반경방향별 날개 요소가 설계 TSR에서 최대 출력계수를 발생하도록 코드 분포와 피치각을 결정한 설계를 수행하였고, BEMT 코드와 상용 코드인 FLUENT를 이용하여 피치각 0, 3, 6도인 터빈에 대해 성능을 조사하였다(Fig. 3.1.20).

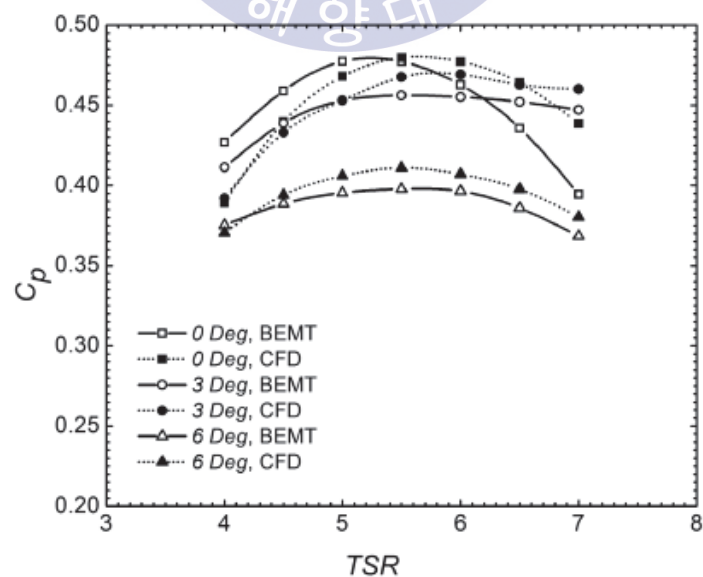


Fig. 3.1.20 Calculation results (Park et al., 2014)

Park et al.(2014)의 결과와 비교를 위해 계산영역은 앞서 언급한 동일한 방법으로 구성하였고, 전체 계산영역 크기는 터빈 전방으로 터빈직경의 5배, 후방으로 7배로 구성하였으며, 전체 격자수는 약 2,700,000개로 이전 격자수와 크게 다르지 않다. Fig. 3.1.21과 Table 3.1.4에 날개표면의 격자와 계산조건을 나타내었고, Table 3.1.5에 주요 제원을 나타내었다.

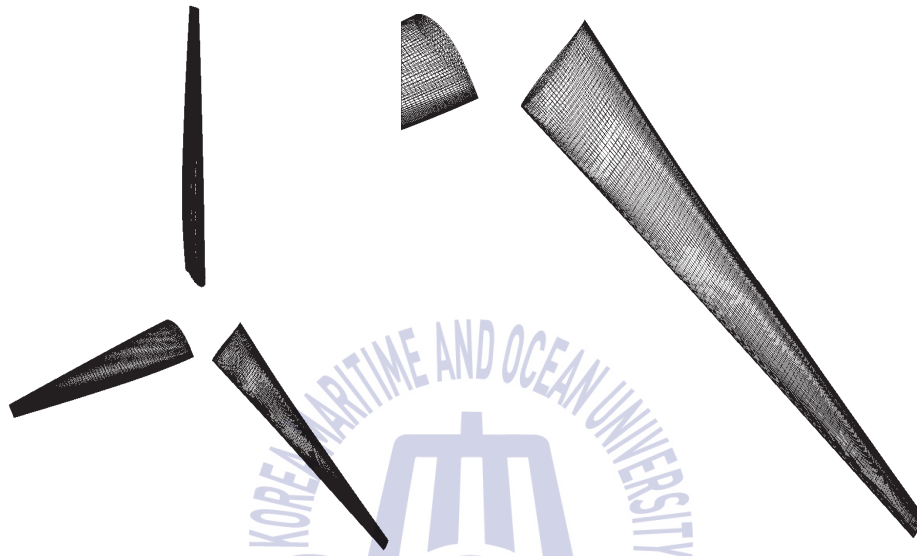


Fig. 3.1.21 Grid system on blades for Parks' model

Table 3.1.4 Calculation conditions (Park et al., 2014)

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D	0.8
Free stream velocity(m/s)	V_{∞}	1.75
Tip speed ratio	λ	4, 5, 5.5, 7
Turbulent model		$k-\epsilon$ realizable (Standard wall function)
Fluid status		Steady
Motion method		MRF

Table 3.1.5 Particulars of turbine blades and hub (Park et al. model)

St.	Airfoil	r/R	Radius(m)	Chord(m)	Twist angle
1	NACA63-824	0.125	0.05	0.0611	27.4
2	NACA63-823	0.1688	0.06752	0.0591	24.5
3	NACA63-822	0.2125	0.085	0.0569	21.5
4	NACA63-821	0.2563	0.10252	0.0546	18.6
5	NACA63-820	0.3	0.12	0.0524	15.9
6	NACA63-819	0.3438	0.13752	0.0503	13.7
7	NACA63-819	0.3875	0.155	0.0481	11.8
8	NACA63-818	0.4313	0.17252	0.046	10.4
9	NACA63-818	0.475	0.19	0.0438	9.2
10	NACA63-817	0.5188	0.20752	0.0416	8.2
11	NACA63-817	0.5625	0.225	0.0394	7.4
12	NACA63-817	0.6063	0.24252	0.0372	6.6
13	NACA63-816	0.65	0.26	0.035	5.8
14	NACA63-816	0.6938	0.27752	0.0328	5
15	NACA63-816	0.7375	0.295	0.0305	4.2
16	NACA63-815	0.7813	0.31252	0.0282	3.5
17	NACA63-815	0.825	0.33	0.0259	2.8
18	NACA63-814	0.8688	0.34752	0.0236	2.2
19	NACA63-814	0.9125	0.365	0.0212	1.7
20	NACA63-813	0.9563	0.38252	0.0189	1.2
21	NACA63-813	1	0.4	0.0165	0.7

피치각 0도인 터빈에 대해 Park et al.이 RANS 모델과 BEMT를 이용해 얻은 결과와 비교하였다(Fig. 3.1.22). 결과에서 현재 계산결과는 전반적으로 잘 일치하고 있는데, 다만 설계 TSR=5.5에서 가장 높은 효율을 보여야 하는 반면, 현재 계산결과는 TSR=6.0에서 최고 효율을 보이고 있음을 알 수 있었고, BEMT와 RANS 모델의 결과가 상이한 점을 감안하면, 현재 계산결과는 어느 정도의 신뢰성을 확보하였다고 판단된다.

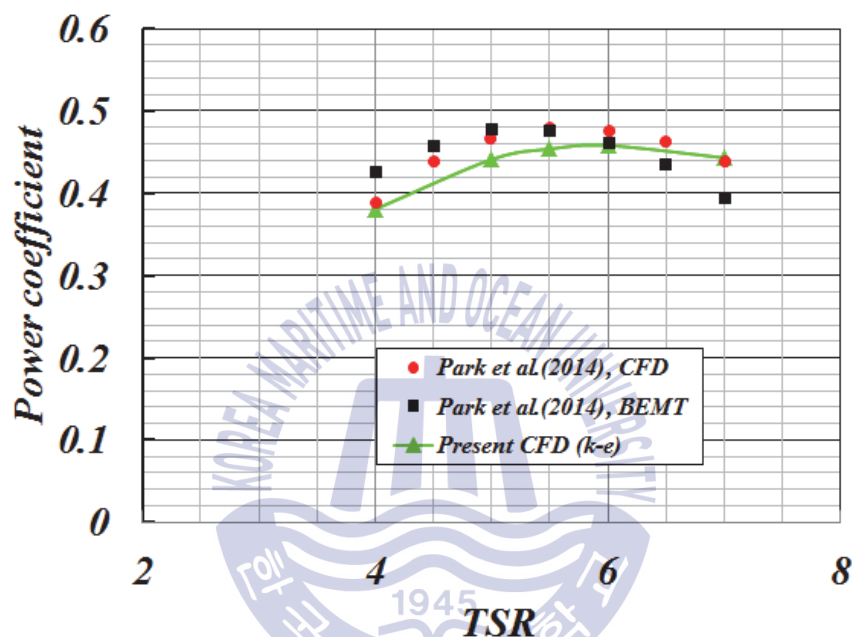


Fig. 3.1.22 Comparison of power coefficient between present results and data (Parks' model)

Hyun(2012)의 실험결과를 바탕으로 검증을 수행하였다. 0.7m 크기의 모형 터빈을 대상으로 예인수조 실험을 수행하였고, 회전속도를 고정시킨 상태에서 예인 속도의 변화를 주어 터빈의 토크를 계측하였으며, Fig. 3.1.23에 그 결과를 나타내었다. 검증은 회전속도가 210RPM일 때 결과를 바탕으로 하였다.

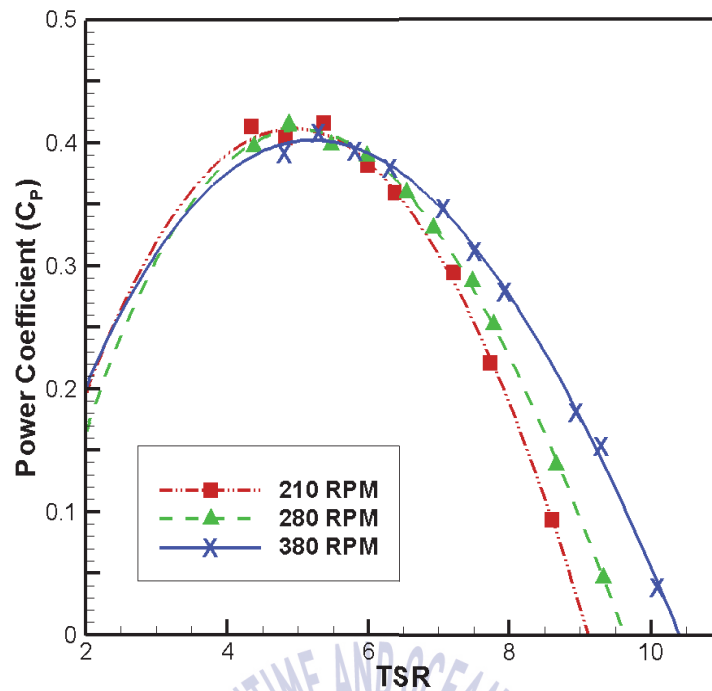


Fig. 3.1.23 Experiment results with respect to rotational speed, Hyun(2012)

격자 구성방법은 이전 방법과 동일한 방법으로 구성하였는데, 전체 계산영역의 크기는 터빈으로부터 전방으로 터빈 직경의 10배, 후방으로 15배만큼 구성하였고, 외부영역은 10배만큼 구성하였으며, 전체 격자수는 약 2,600,000개로 구성하였다.(Fig. 3.1.24) 실험조건과 동일하게 해석하기 위해 회전속도를 210RPM으로 고정하고, 유입 속도의 변화를 주어 계산을 수행하였으며, 계산조건을 Table 3.1.6에 나타내었다.

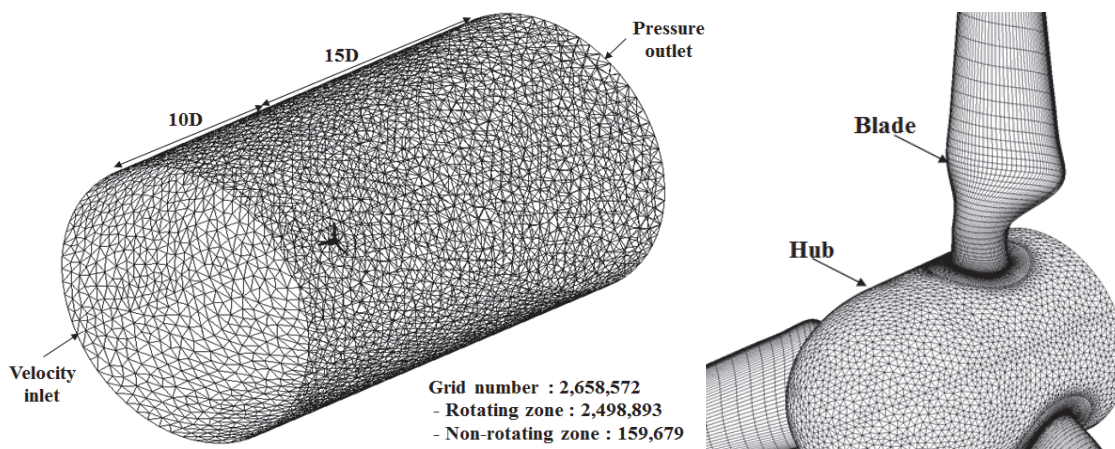


Fig. 3.1.24 Grid system and boundary conditions for Hyuns' model

Table 3.1.6 Calculation conditions for Hyuns' model

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D	0.7
Rotational speed(RPM)	ω	210
Tip speed ratio	λ	4 ~ 9
Turbulent model		$k-\epsilon$ realizable (Standard wall function)
Fluid status		Steady
Motion method		MRF

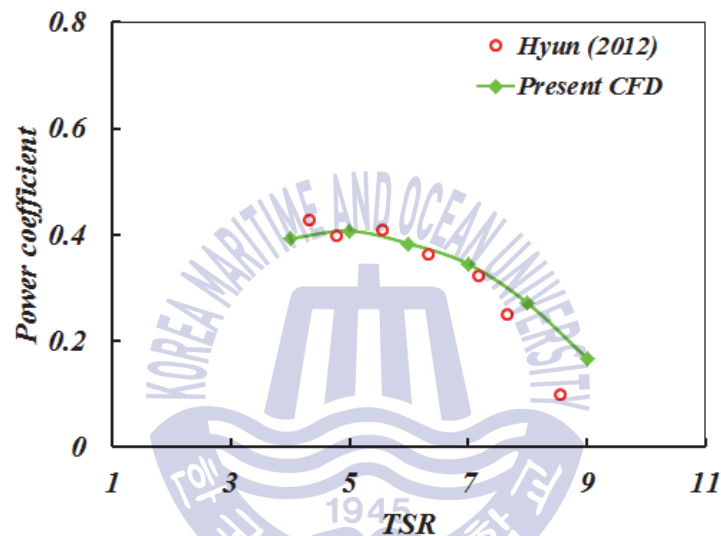


Fig. 3.1.25 Comparison results between experiment and present calculation (Hyuns' model)

Fig. 3.1.25는 실험결과와 현재 계산결과를 비교한 것으로, Hyun(2012)의 실험결과와 현재 계산결과는 TSR 4~7까지 실험결과와 잘 일치하고, TSR 7, 8 구간에서는 성능이 다소 높게 예측되었음을 알 수 있었으며, 전반적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

수평축 터빈의 검증에 위해 세 가지 모델에 대한 수치해석을 수행하고, 실험결과 및 해석결과와 비교하였다. 모델에 따라 성능의 차이가 다소 있지만, 현재 대상으로 하고자 하는 터빈의 실험결과와 만족할만한 성능검토를 수행하였고, 검증을 통해 터빈 성능해석에 있어 신뢰성을 상당부분 확보하였다고 판단된다.

다. 수직축 터빈

H-darrieus형 수직축 터빈의 성능해석은 형상의 특성상 반경방향별로 코드분포가 다른 수평축 터빈과는 달리 코드길이가 일정하므로 계산 경제성이 좋은 2차원으로 수행이 가능하다. 그러나 터빈 날개와 중축을 연결하는 스트럿은 터빈의 성능을 저하시키는 요소와 날개 끝단에서의 양력 손실로 인한 성능을 저하시키는 요소로 인해 2차원 성능 결과와는 상당한 차이가 있고, Fig. 3.1.26~27에 나타난 것처럼 Howell et al.(2008), Castelli et al.(2010)의 실험 및 수치해석 결과에서 이를 잘 알 수 있다. 그러므로 쉽게 계산할 수 있는 2차원 성능해석 결과를 바탕으로 검증은 수행하기 위한 과정이 반드시 필요하다고 하겠다.

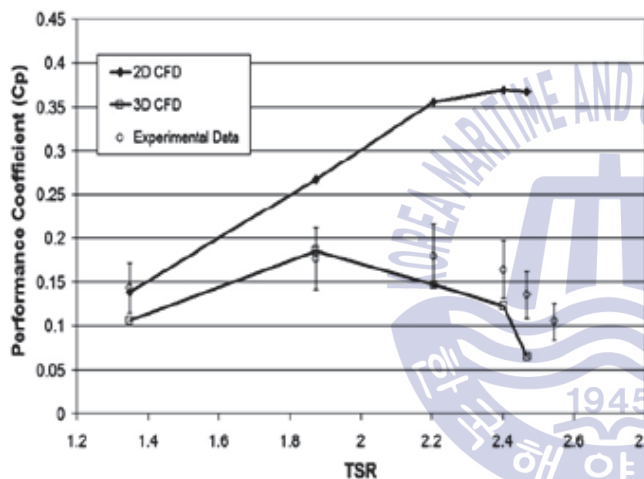


Fig. 3.1.26 Experiment and CFD results, Howell et al.(2010)

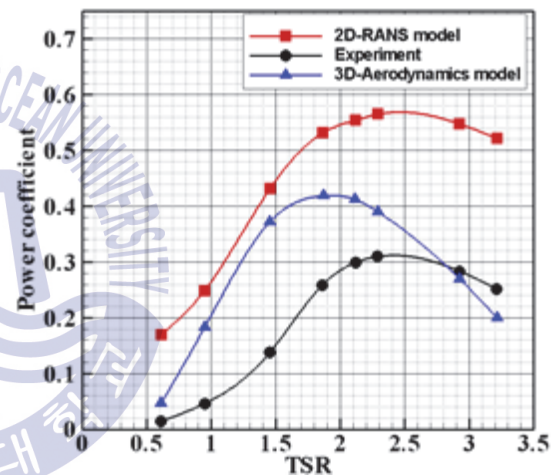


Fig. 3.1.27 Experiment and CFD results, Castelli et al.(2010)

Rawlings(2005)는 실험 및 RANS 모델을 이용하여 터빈의 성능을 조사하고자 하였는데, 흥미로운 것은 실험 수행시 터빈 날개를 제외한 스트럿의 토크를 계측하였다는 것인데, 스트럿으로 인한 성능 감소분을 알아보고자 한 것이다. 선박의 저항을 분류하는 것과 유사하게 생각해 보면 터빈 전체의 성능은 온전히 터빈의 날개로부터 얻는 토크와 스트럿으로 인한 성능 저하분, 날개 끝단에서 발생하는 양력 손실로 인한 성능 저하분으로 나눌 수 있다. 이러한 관점에서 볼 때, 수직축 터빈의 성능에 대한 검증은 2차원 성능 결과에서 스트럿과 날개 끝단으로 인한 성능 저하분을 고려하여 이를 실험결과와 비교했을 때 잘 일치한다면 2차원 성능해석 결과에 대한 정성적인 신뢰성을 확보할 것으로 예상되

어 이러한 과정을 기술하고자 하였다.

Rawlings(2005)의 대상 터빈 및 실험을 바탕으로 2차원 수치해석을 수행하였고, 실험조건 및 결과를 Table 3.1.7, Fig. 3.1.28에 나타내었으며, 결과에서 C_k 는 동력계수를 의미한다. 또한, Fig. 3.1.29는 계측한 TSR에 따른 스트럿의 성능 감소분을 나타내고, TSR 1.5~3.5까지 계측하였으며, 이 때 스트럿은 각 날개당 2매씩 연결된 총 6개 스트럿에 대한 것이다. 현재 비교대상으로 하고자 한 결과는 스트럿에 대한 성능 감소분 결과가 비교적 전 범위에 있는 유속 1.5m/s의 결과이다.

Table 3.1.7 Experiment and calculation conditions, Rawlings(2005)

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D	0.91
Number of blade	Z	3
Span length(m)	H	0.6858
Span length to turbine diameter ratio	H/D	0.754
Chord length(m)	c	0.065
Free stream velocity(m/s)	V_∞	1.5, 2.0
Tip speed ratio	λ	2.0, 2.25, 2.5, 2.75, 3.0
Rotational speed(rad/s)	ω	6.59, 7.42, 8.24, 9.07, 9.89
Reynolds number	Re	$2.2 \times 10^5 \sim 3.1 \times 10^5$
Blade section		NACA 63 ₄ -021

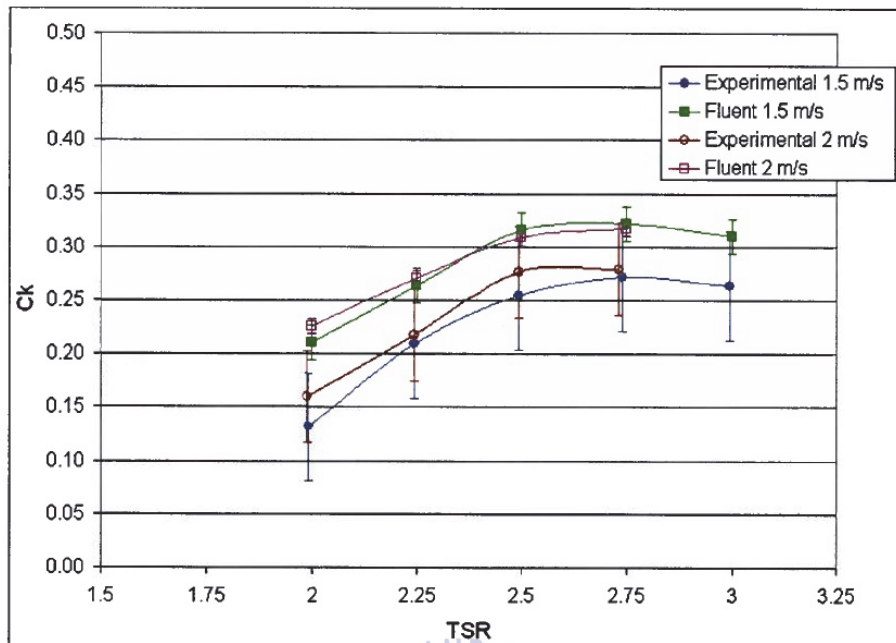


Fig. 3.1.28 Experiment and CFD results, Rawlings(2005)

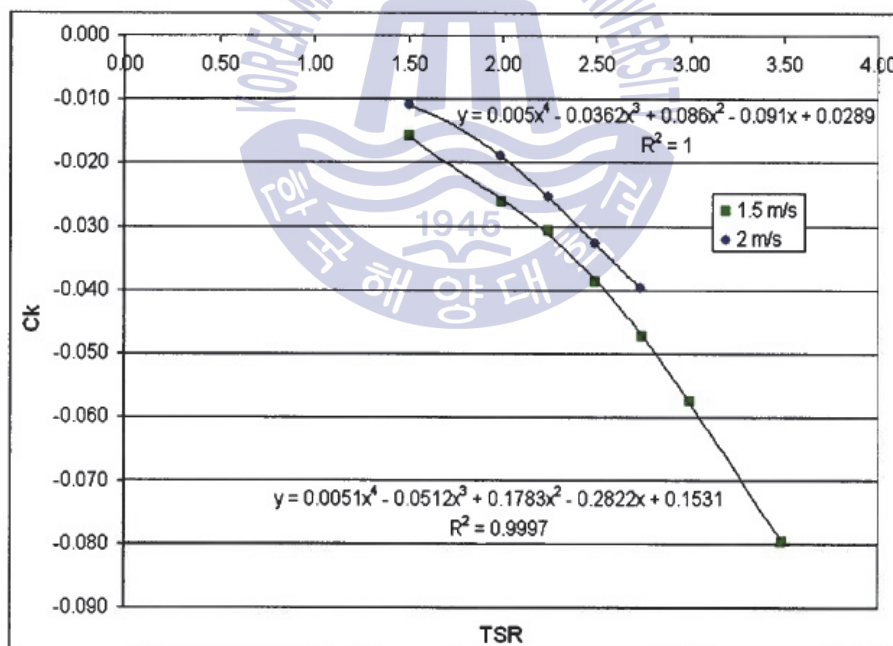


Fig. 3.1.29 Power coefficient of struts, Rawlings(2005)

2차원 터빈에 대한 수치해석을 수행하기 위해 Fig. 3.1.30과 같이 격자를 구성하였다. 전체 영역은 크게 비회전영역(Non-rotating zone)과 회전영역(Rotating zone)으로 나누어 구성하였고, 전체 크기는 유입부터 터빈까지 터빈 직경(D_V)의 10배, 출구까지 15배, 외부 영역까지 10배만큼 구성하였다. 비회전 영역은 정렬

격자로, 비회전영역과 회전영역 사이 및 회전영역은 비정렬 격자로 구성하였으며, 비회전영역과 회전영역의 경계는 터빈 회전을 위해 인터페이스(Interface)조건을 부여하였다. 유입 및 유출 조건은 Velocity inlet과 Pressure-outlet을 부여하였다. 날개의 경계층을 모사하기 위해 날개 주위는 압력면과 흡입면 각각 60개의 격자수를 가지도록 하였고, 정렬 격자로 층을 쌓는 방식으로 구성하였으며, $k-\omega$ SST 난류모델에 적합하도록 y^+ 를 1이하가 되도록 초기 격자 높이를 설정하였다.

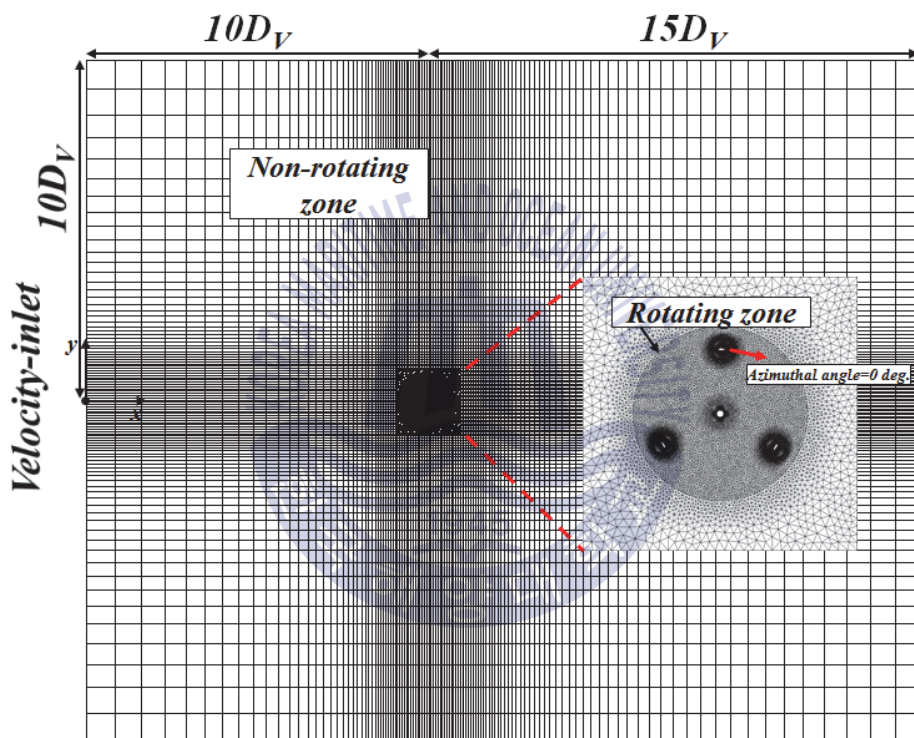


Fig. 3.1.30 Grid system for VAT validation

수직축 터빈의 경우 수평축 터빈과는 달리 각 날개는 회전함으로 인해 뒤에 따라오는 날개에 의한 후류 영향이 있는 비정상 특성이 있으므로, MRF 모델이 아닌 비정상 상태로 SMM을 사용하여 터빈을 회전하도록 하였고, 한 time step 당 회전영역이 3도가 되도록 회전시켰다.

실험과 동일한 조건으로 해석을 수행하였는데, 유입 속도 1.5m/s를 고정한 상태로 회전속도를 변화해가며 TSR에 따른 성능을 파악하였고, 이 때 회전속도는 6.59~9.89 rad/s 범위에 있으며, 계산 조건을 Table 3.1.8에 기술하였다.

Table 3.1.8 Calculation conditions for validation

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D_v	0.91
No. of blade	Z	3
Chord length(m)	c	0.065
Free stream velocity(m/s)	V_∞	1.5 (Constant)
Tip speed ratio	λ	2.0, 2.25, 2.5, 2.75, 3.0
Rotational speed(rad/s)	ω	6.59, 7.42, 8.24, 9.07, 9.89
Reynolds number	Re	$2.2 \times 10^5 \sim 3.1 \times 10^5$
Blade section		NACA 63 ₄ -021
Turbine rotation method		SMM(Sliding Mesh Method)
Turbulence model		k- ω SST
y^+		≤ 1
Rotational degree per time step		About 3 degrees

Fig. 3.1.31은 터빈 날개의 위상각 0도부터 360도까지 회전함에 따른 전체의 토크를 동력계수로 무차원하여 나타낸 것이다. 수직축 터빈의 동력계수는 위상각에 따라 최저 동력계수 구간과 최고 동력계수 구간 사이를 반복적으로 그리며 커브로 나타나게 되는데, 이를 맥동 현상(Fluctuation)이라 하며, 터빈 중심을 기준으로 유입되는 흐름을 날개가 온전히 받게 되는 위상각 0도에서 180도 구간의 상류 방향(Upstream)과 그 이후인 하류 방향(Downstream)에서의 토크가 다를 수 있음을 나타내는 것이다. 그러므로 효율은 0도에서 360도까지 한 바퀴 회전하는 동안의 토크를 평균하여 무차원하고, 이를 평균동력계수(Mean power coefficient, C_{Pmean})로 나타낸다.

TSR 2.0~2.75 구간에서는 TSR이 증가함에 따라 맥동이 점차 커지는 것을 알 수 있었고, 최고 동력계수가 나타나는 위상각이 다소 증가함을 알 수 있었다. 이는 터빈 날개가 TSR에 따라 경험하게 되는 최고 받음각이 점차 증가함에 기

인한 것으로 판단되며, TSR=3.0에서는 최고 동력계수는 TSR=2.75와 유사하지만, 최저동력계수가 다소 감소함에 따라 평균동력계수가 작아짐을 알 수 있었다.

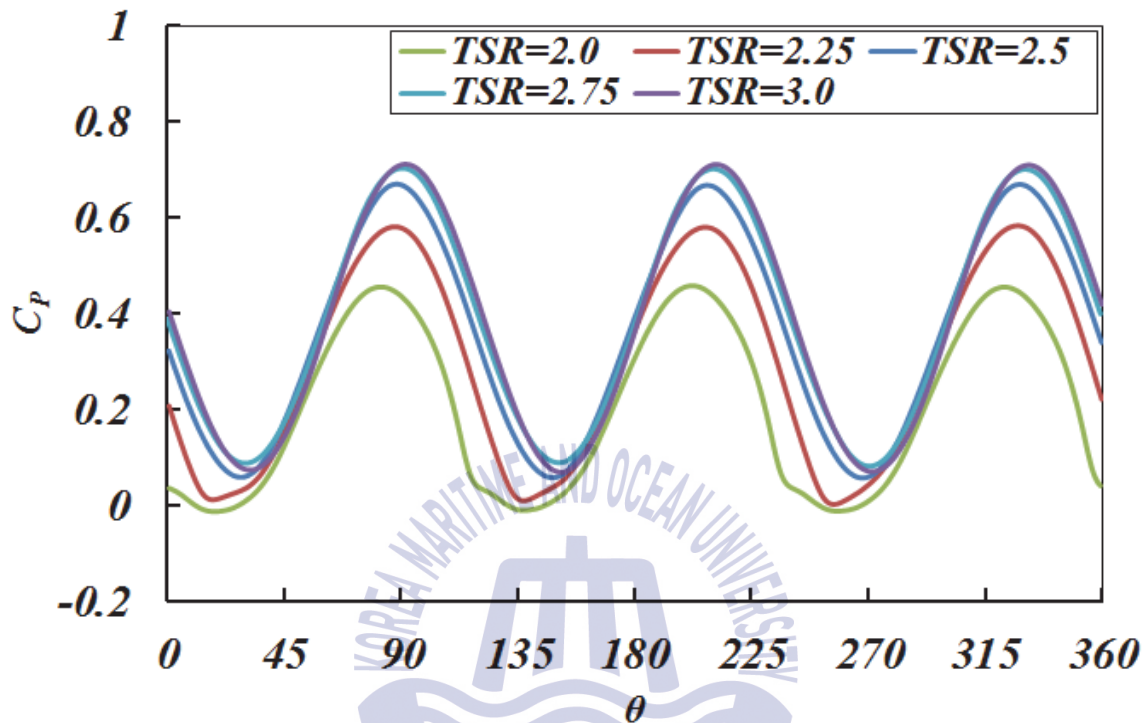


Fig. 3.1.31 Power coefficient as azimuthal angle with respect to TSR

또한, TSR 2.0~3.0까지의 평균 동력계수는 각각 0.207, 0.296, 0.363, 0.391, 0.390으로 Rawlings의 수치계산 결과보다 다소 높게 예측되었음을 알 수 있었고, 실험 결과와 비교해보면 성능 곡선의 경향은 잘 따라가고 있음을 알 수 있었으며, 앞서 언급한 바와 같이 실험결과와 비교해보면 40~50% 정도 더 크게 예측되었다(Fig. 3.1.32). 이러한 성능해석 결과를 바탕으로 다음과 같은 과정을 거쳐 최종 실험결과와 비교하여 검증하고자 하였다.

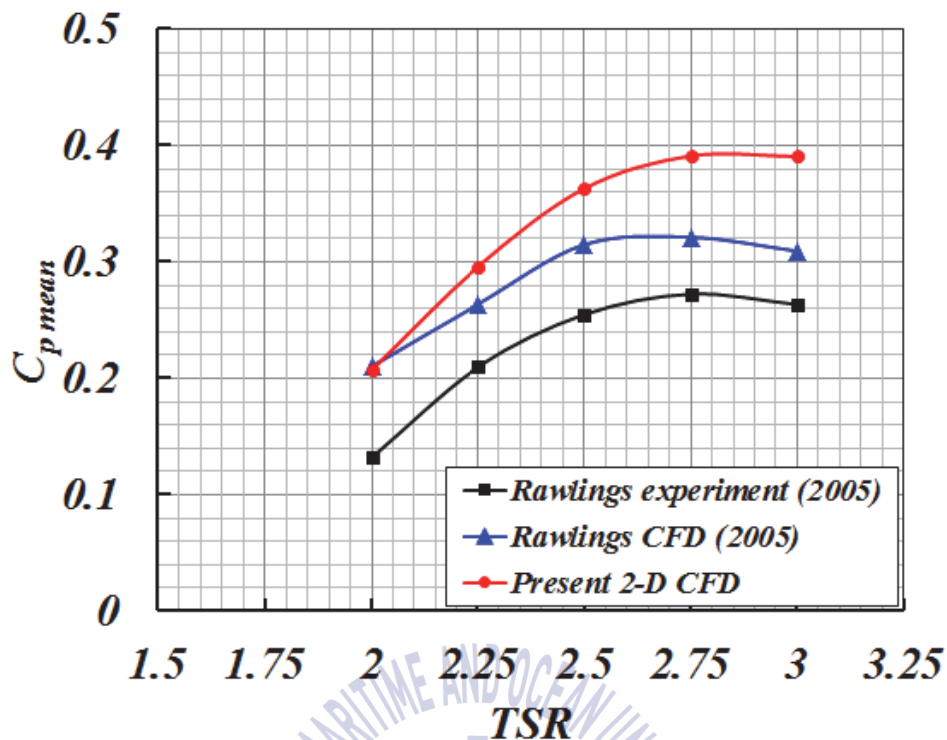


Fig. 3.1.32 Comparison $C_{p\text{mean}}$ between Rawlings' data and present 2-D CFD results

TSR에 따른 2차원 평균동력계수에서 스트럿 저항으로 인한 동력계수 감소분과 3차원 날개 끝단 영향으로 인한 동력계수 감소분을 고려하는 식을 식 (3.4)에 나타내었다.

$$C_{P_{\text{Present CFD}}} = C_{P_{\text{mean}(2-D)}} \times a_{(3-D\text{effect})} + C_{P_{\text{mean}(\text{strut})}} \quad (3.4)$$

여기서, $C_{P_{\text{mean}(2-D)}}$ 항은 앞서 얻은 2차원 평균동력계수이고, $a_{(3-D\text{effect})}$ 항은 날개 끝단 영향으로 인한 동력계수 감소계수인데, 이는 2차원으로 계산된 결과를 3차원으로 보정하는 계수를 의미하며, $C_{P_{\text{mean}(\text{strut})}}$ 은 Rawlings의 스트럿의 동력계수 감소치를 의미한다. 또한, $a_{(3-D\text{effect})}$ 은 Fig. 3.1.34의 Hyun and Lee(2013)의 결과를 바탕으로 실험에 사용된 터빈의 $H/D=0.754$ 에 대한 값을 외삽으로 얻었으며, 0.772를 대입하였다.

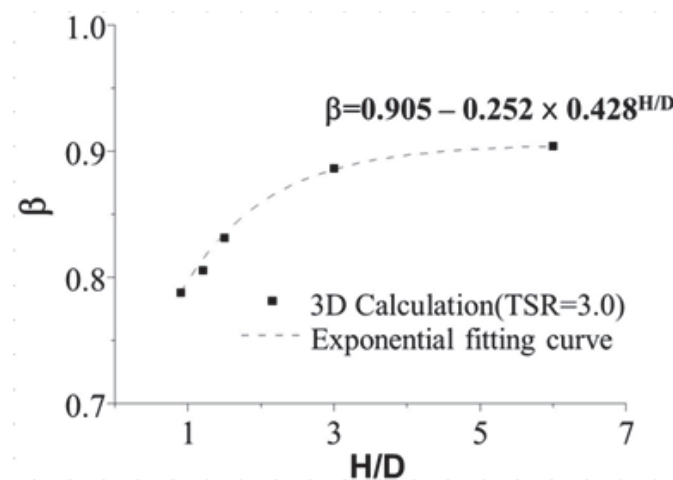


Fig. 3.1.33 Relationship between H/D and C_p , Hyun and Lee(2013)

식 (3.4)를 이용하여 스트럿 및 날개 끝단 영향을 고려한 최종 결과를 실험치와 비교하여 Fig. 3.1.34에 나타내었다. 현재 결과를 Rawlings의 실험 및 수치해석 결과와 비교해보면 전반적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있었고, 2차원 수직축 터빈의 검증과정 및 결과에 대한 신뢰성은 상당부분 확보하였다고 판단된다.

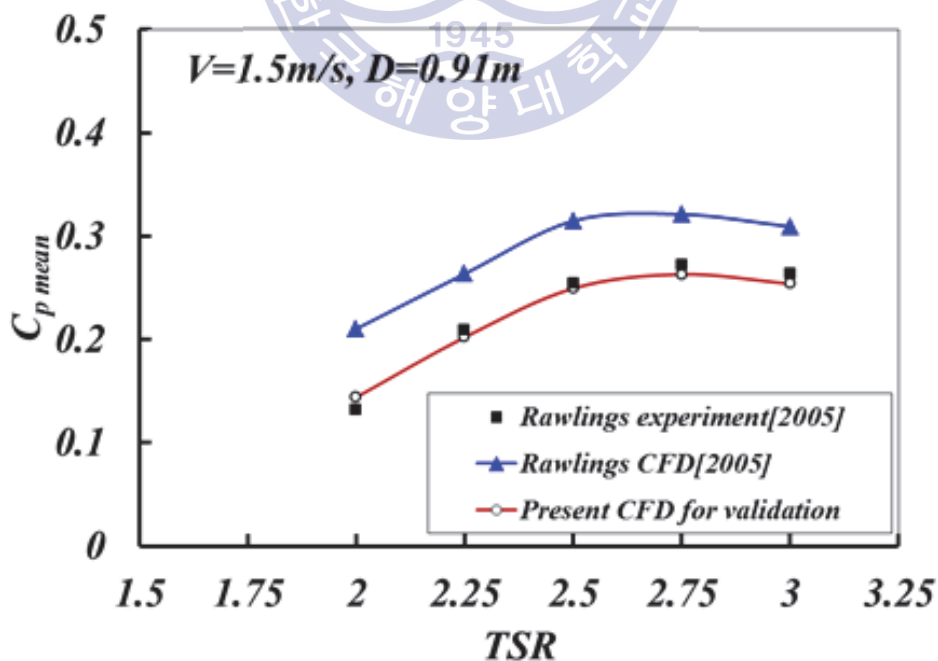


Fig. 3.1.34 Comparison of $C_{p\text{mean}}$ between Rawlings' results and present CFD

라. 전체 계산영역 크기

터빈이나 추진기의 성능을 수치해석적으로 조사하기 위한 전체 계산영역은 통상 직경의 5~10배 정도의 크기를 갖는다. 또한, 단일 터빈에 대한 성능해석시 유입 조건은 일정한 유속조건을 부여하게 되고, 이는 터빈으로 유입되는 에너지가 항상 일정하다는 것을 의미한다. 그러나 이러한 영역 내에 복수의 터빈을 배치함으로써 유입되는 에너지를 많이 추출할 경우 그만큼 유입되는 속도는 변하게 될 것임을 충분히 쉽게 예상할 수 있다. 그러므로 다수의 터빈을 해석하기 위한 전체 계산영역은 단일 터빈 해석 영역의 크기와는 달리 어느 정도의 크기를 가져야 하는지에 대해 결정하는 것은 터빈의 단지배치 연구에 있어 중요한 사항 중에 하나일 것이다.

한편, Bryden and Couch(2006), Yang(2011)은 해역을 단순 수로로 가정하고 이에 대한 에너지 추출 모델링을 통해 수심 및 평균 속도변화에 대한 연구를 수행한 바 있다. Fig. 3.1.35는 Yang(2011)이 에너지 추출비율에 따른 수로 내의 평균 속도 변화를 예측한 것으로, 전체 유입되는 에너지에서 터빈을 이용하여 10%만큼 추출할 경우 유속이 약 5.7% 감소함을 밝힌 바 있다. 이는 해역에 배치하는 터빈수가 증가함에 따라서 에너지 추출비율이 증가하게 되고, 유속이 변화할 수 있음을 시사한다.

전술한 바와 같이 터빈 수치해석시 유입조건은 항상 일정하므로 유입되는 에너지($P=0.5 \rho V^3 A$)는 일정하고, 여기서 단면적 A 는 폭(B)과 수심(D)과의 곱을 의미한다(Fig. 3.1.36). 이에 반해 배치되는 터빈의 수가 많아지는 경우에는 에너지 추출율(Extracted energy rate)이 증가함에 따라 유속이 변화되어야 하지만 이는 유입조건과는 상충되는 면이 있다. 그러므로 다수의 터빈을 배치함에 따른 유입조건이 변화되지 않을 만큼 충분히 큰 계산영역을 구성하는 것이 적절하다고 하겠다.

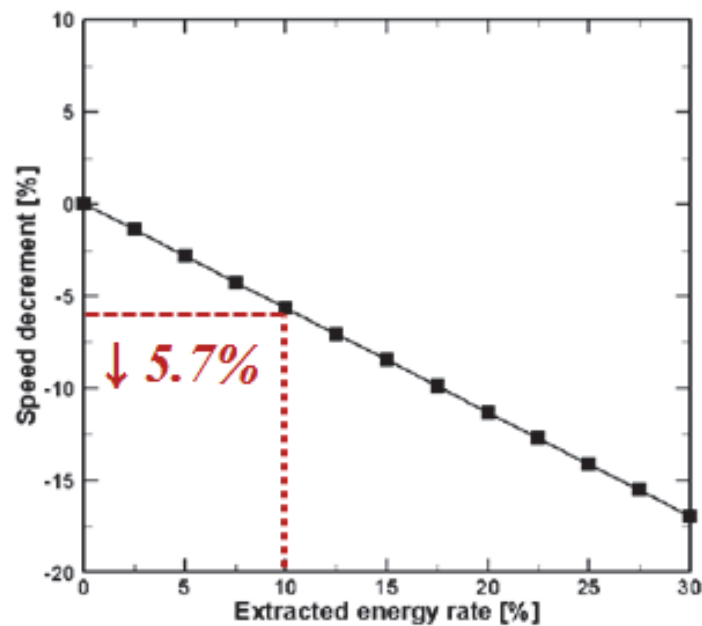


Fig. 3.1.35 Influence of proportional extraction on tidal speed, Yang(2011)

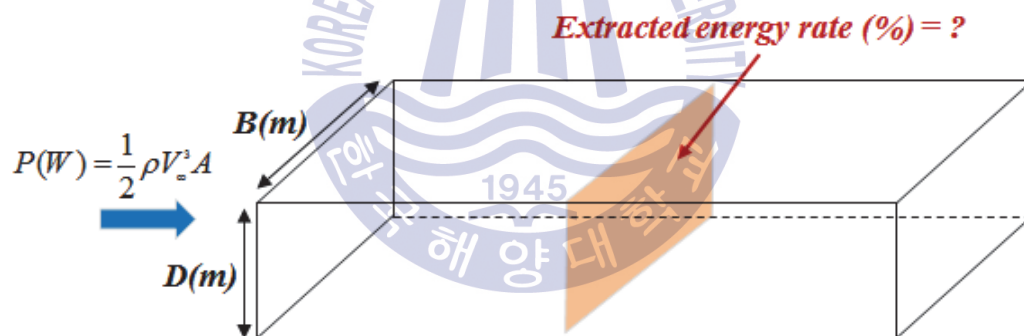


Fig. 3.1.36 Schematics of flux and extracted energy rate for simple channel

이러한 계산 영역을 설정하는 과정으로서, 수심 10m, 직경 5m인 수직축 터빈 6기를 배치하여 224kW를 추출한다고 가정하고, 유속 1m/s 조건에서 B를 변경해가며 전체 추출가능 에너지(Extractable energy) 및 에너지 추출율, 그에 따른 속도 감소분을 Table 3.1.9 조건에서 예측해보았다.

폭을 터빈 직경의 20배부터 160배까지 2배씩 증가시키기에 따라 추출가능한 에너지도 증가함을 알 수 있는데, 폭이 직경의 20배인 경우 에너지 추출율은 약 45%로 전체 에너지에서 45%만큼 추출함을 의미하고, 그에 따라 속도는 25.4%

만큼 감소됨을 의미한다. 폭이 증가함에 따라 전체 유입되는 에너지가 증가하게 되고, 에너지 추출율은 감소하게 됨에 따라 폭이 160배 정도이면 속도 변화는 거의 미미한 수준에 이르게 됨을 확인하였다(Fig. 3.1.37).

Table 3.1.9 Extractable energy and area as breadth variation

B / D _V	D / D _V	Area(m ²)	Extractable Energy(MW)
20	2	1000	0.5
40	2	2000	1
80	2	4000	2
160	2	8000	4

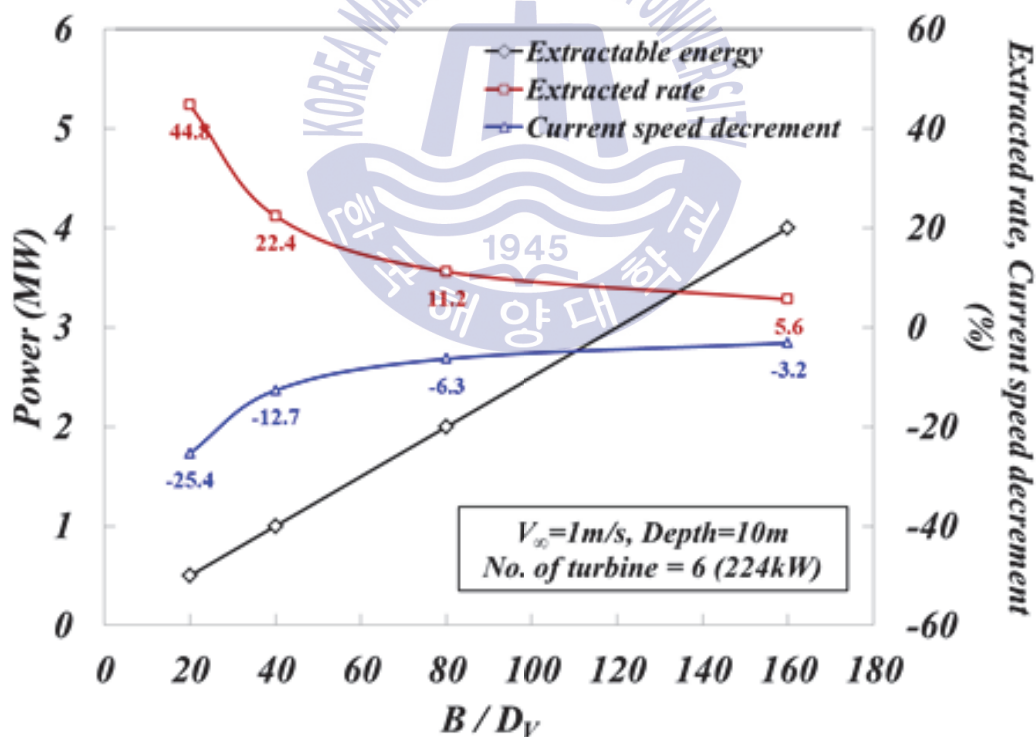


Fig. 3.1.37 Extracted rate and current speed decrement as area

단지배치를 위한 성능해석을 위해 다수의 터빈을 배치할 경우에는 기본적으로 계산영역이 터빈 1기를 배치할 때보다는 훨씬 커야 함을 간단한 수계산으로 확인하였다. 이를 바탕으로 계산영역의 크기에 대한 의존도를 조사하였다. 통상

수직축 터빈 계산시 입구로부터 터빈 직경의 10배, 출구로부터 15배, 외부 경계까지 10배 정도의 계산영역에서 수행되지만, 이러한 영역 내에 터빈을 많이 배치하는 경우 외부 경계조건과의 영향이 있을 수 있으므로, 기존의 계산영역에 배치할 수 없어 외부 경계와 터빈간의 영향이 없도록 충분히 크게 영역을 확장하여 구성해야 한다. 따라서 터빈 3기에 대해 계산영역 크기에 따른 성능의 영향을 확인하기 위해 성능해석을 수행하였고, 동일한 영역에 터빈 1기만 배치한 경우와 성능을 비교하였다. 각 터빈은 반시계 방향으로 회전하도록 하였고, 계산 영역의 크기 변화를 주기 위해 터빈으로부터 upstream까지 거리(X_u), downstream까지 거리(X_d), 폭방향 거리(Y_u)를 변수로 하여 Table 3.1.10과 같이 그 크기를 변화시켰으며, 터빈 간격은 단독 터빈 성능과의 비교를 위해 터빈 직경의 12배만큼 떨어진 위치에 있도록 하였다. 경계조건 및 계산조건은 Fig. 3.1.38, Table 3.1.11에 기술하였다.

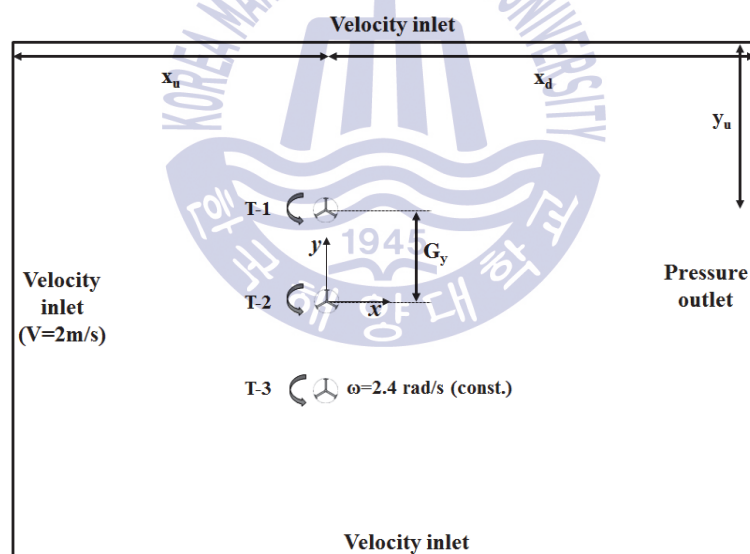


Fig. 3.1.38 Domain size test for three VATs

Table 3.1.10 Variations of domain size for three VATs

Case	X_u/D_V	X_d/D_V	Y_u/D_V
1	10	15	10
2	20	25	20
3	40	45	40
4	80	85	80

Table 3.1.11 Calculation conditions for three VATs

	Symbol	Value
Each turbine diameter(m)	D_V	5.0
Free stream velocity(m/s)	V_∞	2.0
Tip speed ratio	λ	3.0
Rotational speed(rad/s)	ω	2.4
Rotational direction		Counter-clockwise
Gap ratio between turbines	G_y/D_V	12.0
Turbulent model		$k-\omega$ SST
Motion method		SMM

계산영역 크기에 따른 각 터빈의 평균동력계수를 Table 3.1.12에 나타내었다. 결과에서 계산영역 크기가 넓어짐에 따라 각 터빈의 효율이 점차 수렴함을 알 수 있었는데, Fig. 3.1.39는 각 터빈의 위상각에 따른 동력계수를 나타낸 것으로, 단독 터빈과 상당히 유사함을 알 수 있었다. 또한, 양쪽에 있는 터빈(T-1, 2)은 단독 터빈의 성능과 유사하지만 가운데 위치한 터빈(T-2)의 성능은 3%정도 크게 예측됨을 알 수 있었는데, 이는 터빈 3기 배치에 따른 성능 특성이라고 판단되며, 다수의 터빈을 계산시에는 최소 터빈 전방으로 80배, 폭방향으로 80배만큼 크게 구성해야 함을 확인하였다.

Table 3.1.12 C_{Pmean} as domain size for three VATs

Case	C_{Pmean}		
	T-1	T-2	T-3
Single turbine	0.370		
1	0.384	0.397	0.386
2	0.381	0.390	0.382
3	0.373	0.383	0.376
4	0.372	0.382	0.374

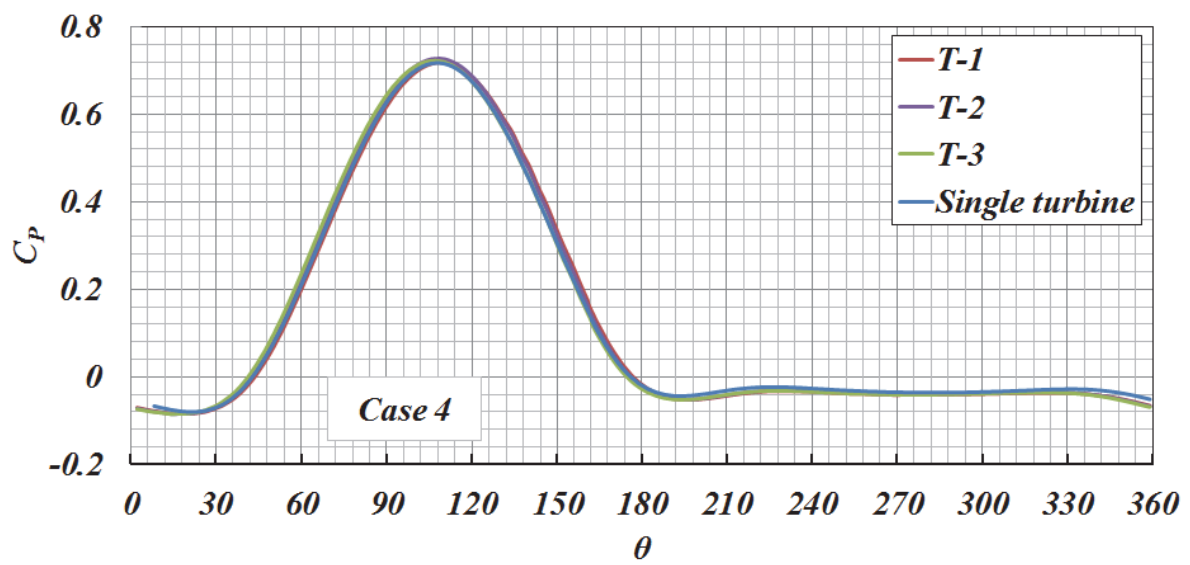


Fig. 3.1.40 C_p of single blade as azimuthal angle for case 4



3.2 터빈 성능평가

선정된 조류발전용 터빈의 성능을 조사하기 위해서 수치해석을 수행하였고, 수평축 터빈과 수직축 터빈의 성능을 나누어 기술하였다.

가. 수평축 터빈 성능

앞서 선정한 직경 8m인 100kW급 터빈에 대한 성능평가를 위해 수치해석을 수행하였다. 전체 영역을 크게 비회전영역과 회전영역으로 나누었고, 터빈을 기준으로 입구까지 터빈 직경의 10배, 후방으로 15배, 외부 경계까지는 10배만큼 구성하였으며, 회전영역의 크기는 터빈 직경의 1.15배에 해당하는 크기로 구성하였다. 날개 표면은 정렬 격자, 허브(Hub) 주변에는 비정렬 격자로 구성하였는데, 경계층 격자를 구성하기 위해 층을 쌓는 방식으로 하였다. 날개와 허브의 날개 격자수는 압력면과 흡입면 각각 60개씩, 스펜방향으로 65개로 구성하였으며, 전체 계산영역 및 날개 주변의 격자를 Fig. 3.2.1에 나타내었다. 터빈의 회전은 MRF 모델을 적용하였고, 회전속도를 고정시키고, 유입속도의 변화에 따른 성능을 파악하였으며, 계산조건은 Table 3.2.1에 나타내었다.

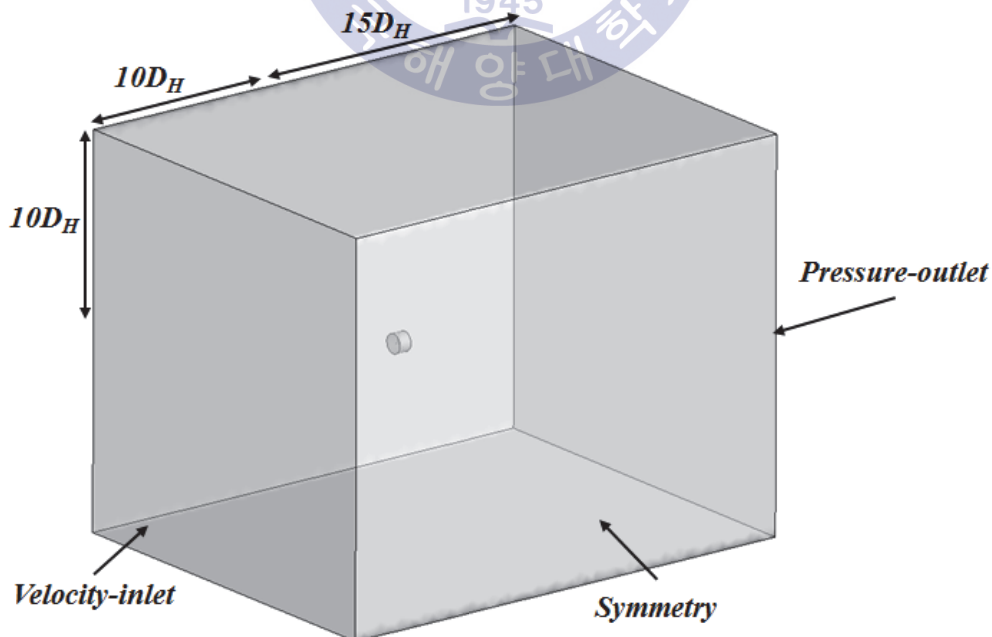


Fig. 3.2.1 Boundary conditions and domain size for 100kW-class HAT

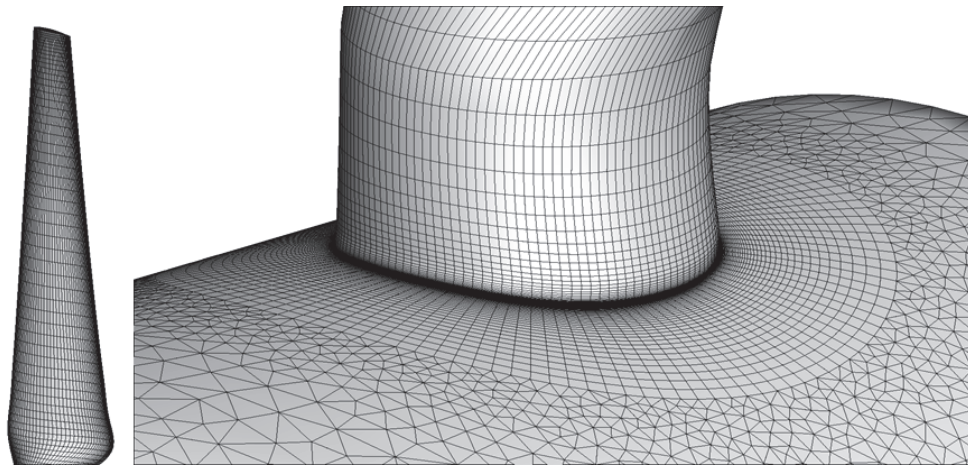


Fig. 3.2.2 Grid around blade and hub for 100kW-class HAT

Table 3.2.1 Calculation conditions for 100kW-class HAT

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D_H	8
Rotational speed(RPM)	ω	24.72
Tip speed ratio	λ	4 ~ 9
Turbulent model		$k-\epsilon$ realizable (Standard wall function)
Fluid status		Steady
Density(kg/m ³)	ρ	1000
Motion method		MRF

TSR에 따른 동력계수를 Fig. 3.2.3에 나타낸 것인데, TSR=5.0에서 약 0.46정도의 효율을 보였고, 약 92kW의 발전량을 예측할 수 있었으며, 모형실험 및 검증에 사용된 터빈의 효율보다 TSR=5.0 기준으로 약 13%정도 증가한 수치다. 이는 모형 터빈보다 스케일이 약 11배 이상 커지면서 효율이 증가한 것으로 판단된다. 또한, Fig. 3.2.4~5는 TSR=5.0과 9.0에서 터빈 날개의 압력면과 흡입면의 압력분포를 비교한 것인데, TSR=9.0에서 5.0보다 낮은 유속을 받게 됨에 따라 압력면에서 압력분포가 다소 낮게 나타나고, 흡입면에서는 leading edge 부근에서의 압력분포가 TSR=5.0에서 훨씬 낮게 나타남을 알 수 있었으며, 이로 인해 성능차이가 발생함을 확인하였다.

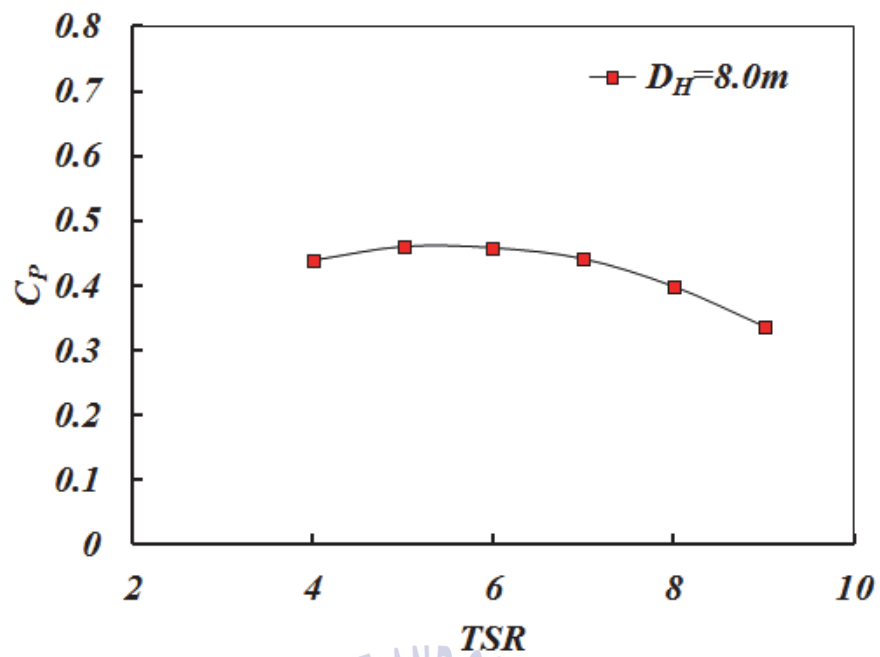
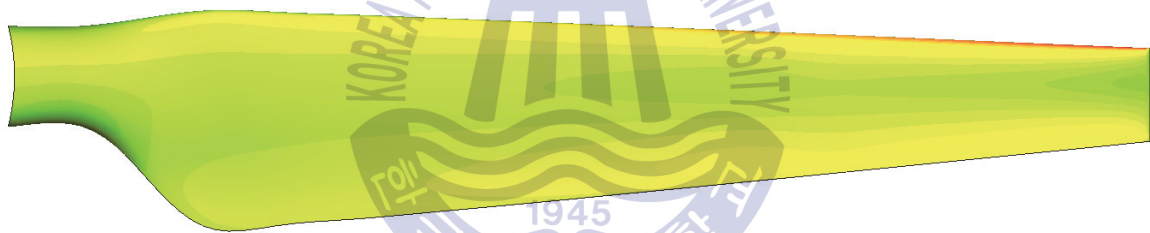
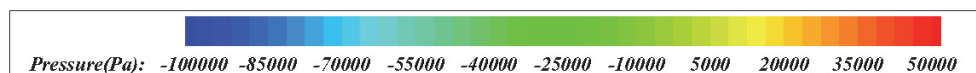
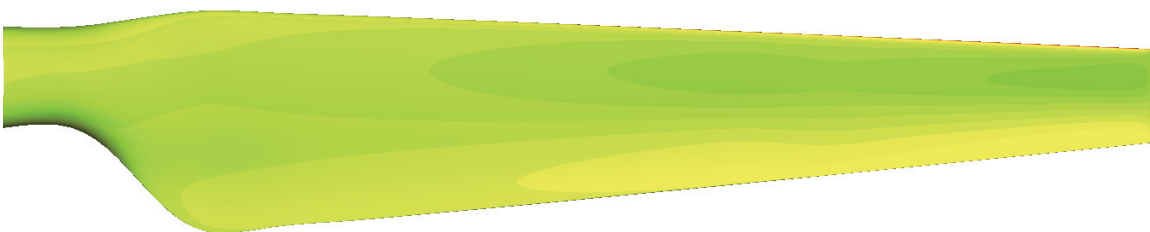


Fig. 3.2.3 C_p results as TSR for HAT

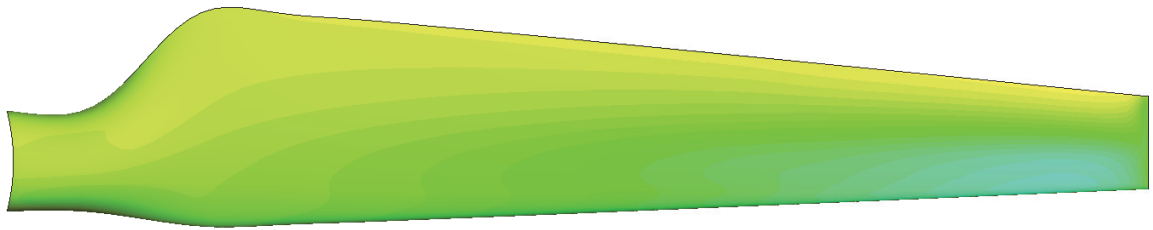


(a) TSR=5.0

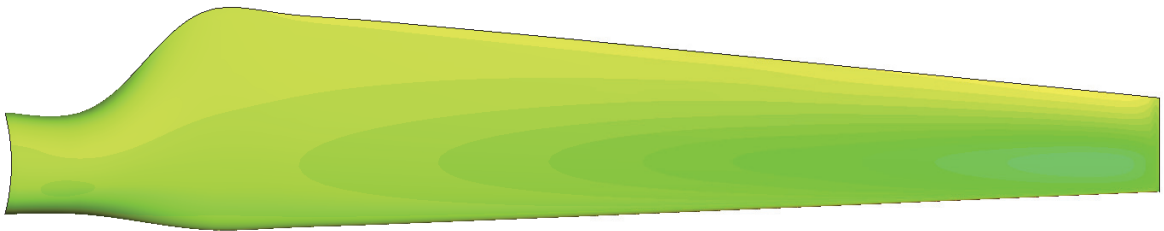


(b) TSR=9.0

Fig. 3.2.4 Pressure contours of pressure side between TSR=5.0 and 9.0



(a) TSR=5.0



(b) TSR=9.0

Fig. 3.2.5 Pressure contours of suction side between TSR=5.0 and 9.0

나. 수직축 터빈

직경 5m인 H-darrieus형 수직축 터빈의 성능을 평가하기 위해 2차원 수치해석을 수행하였다. 전체 영역은 터빈 회전 중심을 기준으로 입구까지 터빈 직경의 10배, 출구까지 15배, 외부 경계까지 10배의 크기로 구성하였다. 전체 계산 영역을 터빈 회전을 위해 비회전영역과 회전영역으로 구분하고, 각 영역이 만나는 경계에는 인터페이스 조건을 부여하였으며, 날개의 격자수는 압력면과 흡입면에 각각 60개씩 주었고, 경계층 모사를 위해 날개 주변을 층을 쌓는 방식을 적용하였으며, $k-\omega$ SST 모델을 적용하기 위해 y^+ 는 1이하가 되도록 하였다. 터빈 회전은 SMM을 이용하였고, 회전시 한 time step당 약 3도가 되도록 계산을 수행하였으며, 계산조건은 Table 3.2.2에 기술하였다.

Table 3.2.2 Calculation conditions for VAT selected

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D_V	5
No. of blade	Z	3
Chord length(m)	c	0.44
Free stream velocity(m/s)	V_∞	2.0
Tip speed ratio	λ	2, 3, 4, 5
Rotational speed(rad/s)	ω	1.6, 2.4, 3.2, 4.0
Blade section		NACA 65 ₃ -018
Turbine rotation method		SMM(Sliding Mesh Method)
Turbulence model		$k-\omega$ SST
y^+		≤ 1
Rotational degree per time step		About 3 degrees

유속 2m/s에서 회전속도를 변화시켜가며 TSR에 따른 평균동력계수를 Fig. 3.2.6에 나타내었으며, 설계 TSR에서 약 0.5정도를 보이고 있는데, Fig. 3.2.7의 위상각에 따른 전체 날개에 대한 동력계수 결과를 살펴보면 TSR 3.0에서 5.0까지는 최저 및 최고 동력계수가 점차 작아지면서, 맥동이 점차 커짐에 따라 평균동력계수가 감소함을 알 수 있다. 또한, Fig. 3.2.8의 위상각에 따른 날개 1매가 1회전시의 동력계수 결과에서 위상각 0도에서 180도까지는 터빈 회전중심을 기준으로 상류방향, 그 이후로는 하류방향을 의미하는데, 상류방향에서의 최고 동력계수가 TSR이 증가함에 따라 점차 증가하고 있음을 알 수 있었고, 하류방향에서 위상각 225도 근처에서는 TSR이 증가함에 따라 점차 감소함을 알 수 있었다.

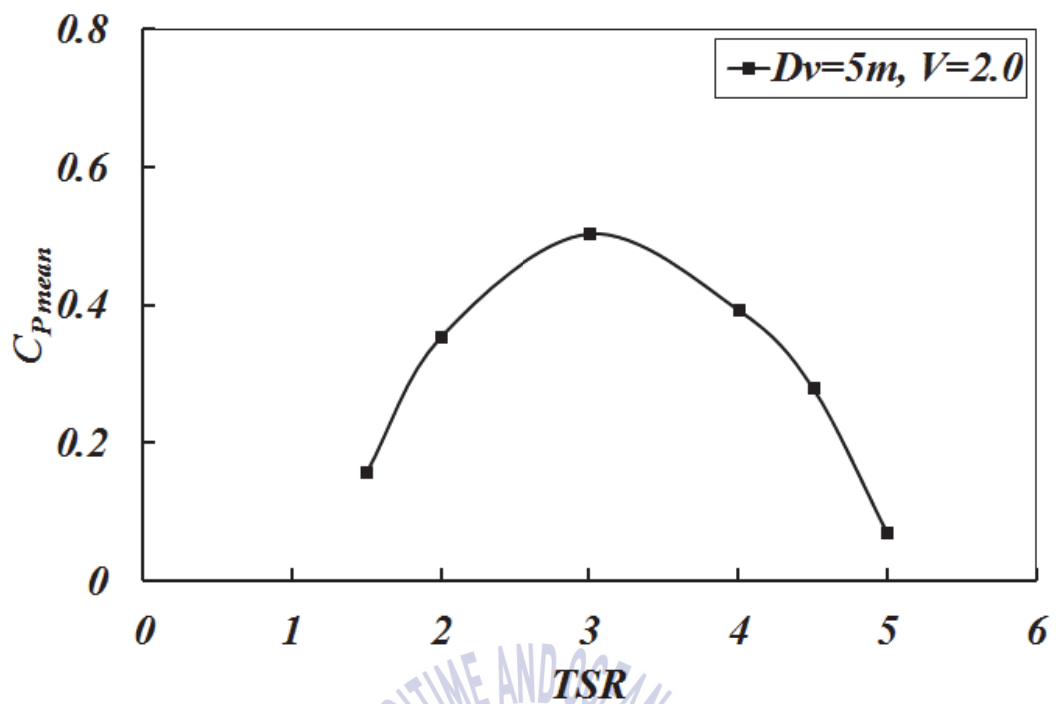


Fig. 3.2.6 $C_{p\text{mean}}$ results as TSR for VAT

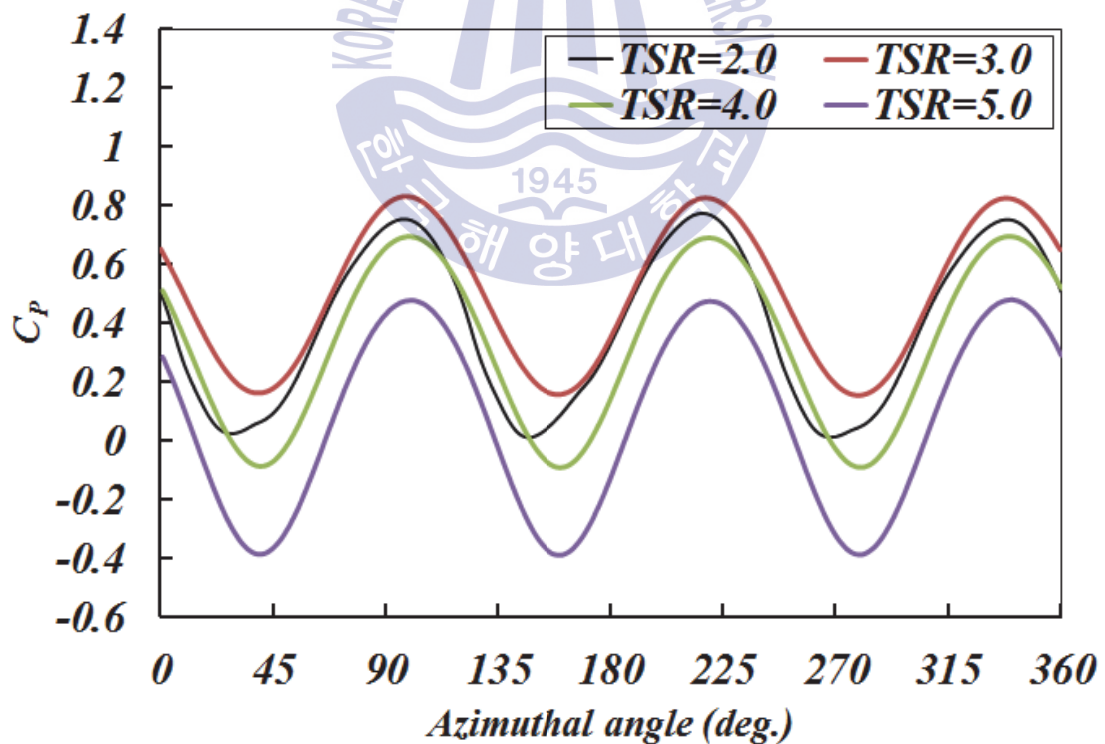


Fig. 3.2.7 C_p of three blades as azimuthal angle with respect to TSR

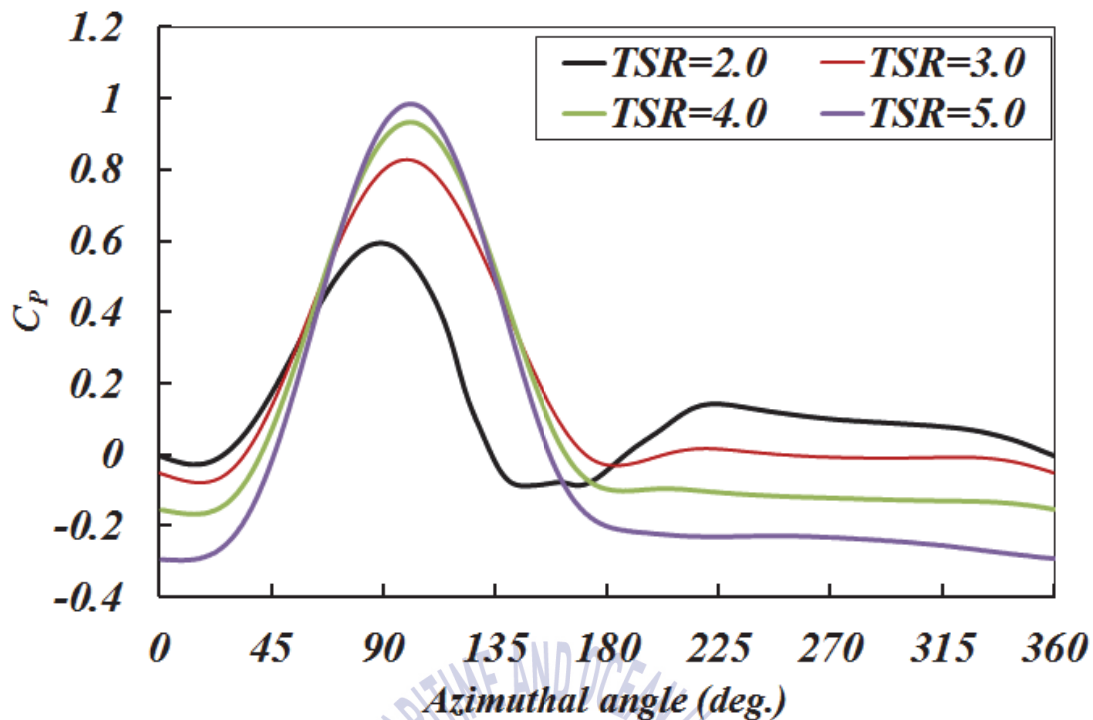


Fig. 3.2.8 Power coefficient of single blade with respect to TSR

3.3 수직축 터빈의 3차원 효과

H-darrieus형 수직축 터빈은 수평축과 달리 형상이 매우 단순하여 2차원 수치계산으로도 개략적인 성능을 파악할 수 있으나, 풍동실험이나 3차원 수치계산 결과와 비교해보면 잘 일치하지 않는다. 이러한 경향은 일정한 유속조건에서 구동되는 3차원 터빈이 회전속도에 따라 날개 중앙부와 끝단에서의 다른 유동 패턴으로 인한 것으로, 이를 3차원 효과라고 하였다.

수직축 터빈의 3차원 효과는 여러 연구자들에 의해 연구되었다.(Table 3.3.1) Li et al.(2010)은 Vortex 모델을 개선시켜 in-house 코드로 DVM-UBC Vortex 모델을 제안하였고, 이를 이용하여 수치해석을 수행하였는데, 난류모델에 대한 반영이 없어 3차원 효과가 그리 크지 않은 결과를 보이고 있다. Howell et al.(2010)은 풍동실험과 RANS 모델을 이용해 성능을 얻었는데, 실험결과와 해석결과와의 차이를 날개 끝단과 중축, 스트럿 등의 복합적인 영향으로 인한 것으로 예상한 바 있다. Castelli et al.(2011)은 마찬가지로 풍동실험과 RANS 모델, Aero-dynamics 모델을 이용하여 실험결과와 수치해석 결과가 잘 일치하지 않

음을 보인 바 있지만, 그 원인은 찾지 못하였다. 하지만, 이들 결과에서 명확한 근거를 찾아보긴 힘들다.

Table 3.3.1 Summary of previous studies

Key research topics	
Howell et al. (2010)	<ul style="list-style-type: none"> • Wind tunnel test • Application of RANS model
Ye et al. (2010)	<ul style="list-style-type: none"> • Application of DVM-UBC Vortex model • No bottom, no turbulence
Castelli et al. (2011)	<ul style="list-style-type: none"> • Wind tunnel test • Application of RANS/Aerodynamic model

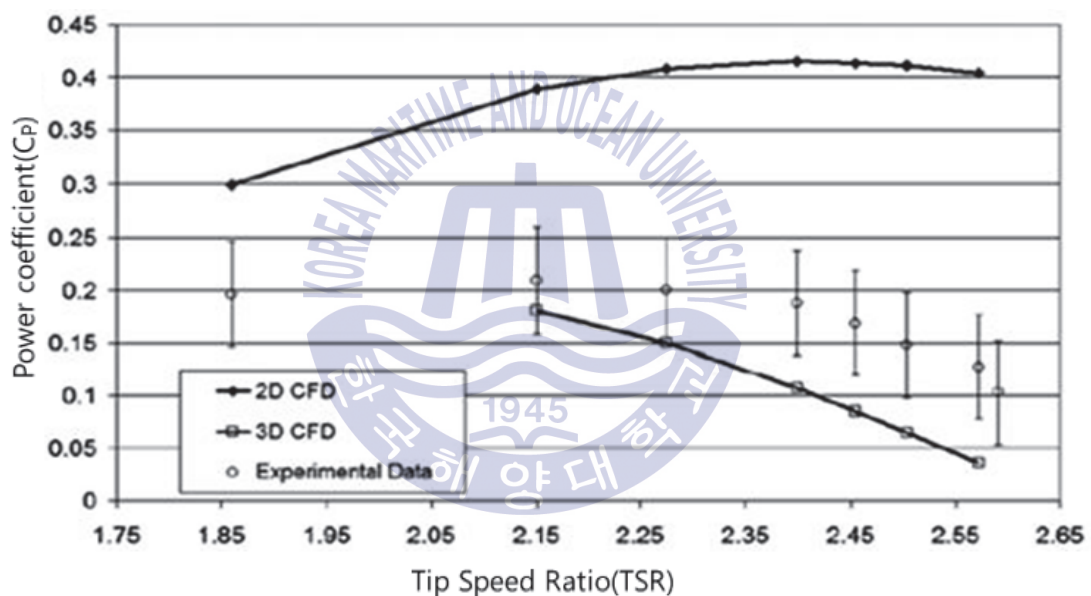


Fig. 3.3.1 Comparison of power coefficient between numerical and experimental results, Howell et al.(2010)

Paraschivoiu et al.(1988)은 포물선형 수직축 터빈에 대해 실험적 테스트와 성능해석용으로 DMS 모델을 개발하였는데, 날개의 종횡비(Aspect ratio, AR)에 따라 터빈 출력손실을 달라짐을 보인 바 있다. Fig. 3.3.2는 3차원 터빈의 날개 스펙트럼방향에 따른 속도 간섭계수(Interference factor)를 나타낸 것인데, ζ 가 -10, 10인 지점이 날개 끝단을 의미하고, 날개 중앙부는 0이며, 날개 중앙부보다 날개 끝단에서의 속도 간섭계수가 달라짐을 알 수 있다. 이는 날개 중앙부에서의 출력과 끝단에서의 출력이 서로 다를 것임을 충분히 짐작할 수 있는 부분이다.

Fig. 3.3.3은 날개 종횡비에 따른 비출력(Specific power)을 나타낸 것인데, 비출력은 날개 단위 면적당 출력을 의미한다. 일반적인 소형 수직축 터빈이 날개 종횡비가 30인 점을 감안하면, 비출력 손실은 10%정도인 것을 알 수 있다.

이와 같이 다양한 선행연구결과로부터 터빈의 3차원 효과는 주로 날개 끝단의 영향임을 알 수 있고, 날개 종횡비에 따른 터빈 성능을 파악하는 것은 매우 의미있는 일이다.

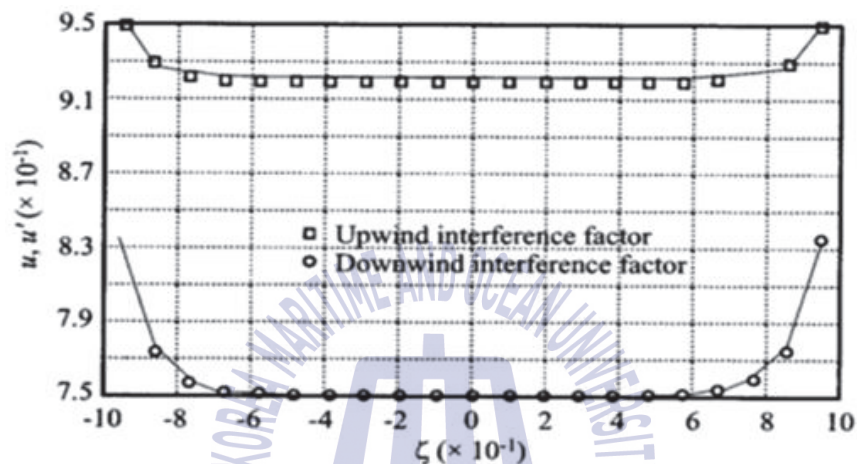


Fig. 3.3.2 Upwind and downwind interference factors, Paraschivoiu et al.(1988)

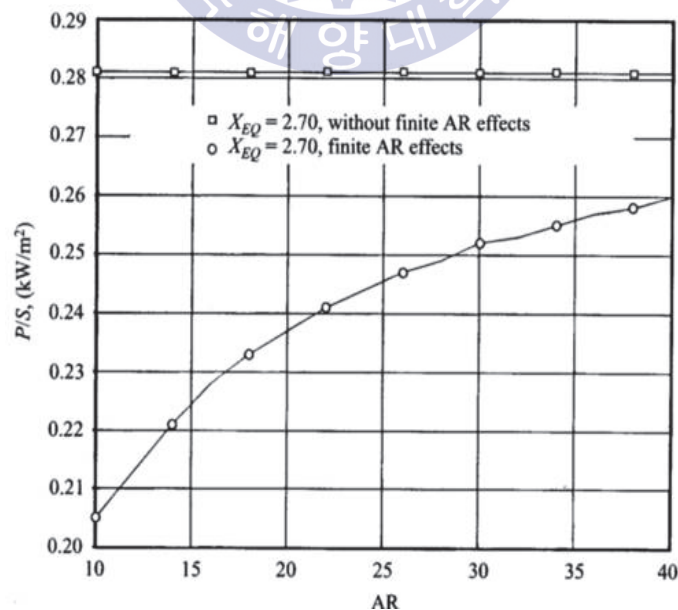


Fig. 3.3.3 Specific power with respect to aspect ratio, Paraschivoiu et al.(1988)

수직축 터빈의 성능해석을 위해 3차원 수치해석을 수행하였고, 이를 설계에 적용하기 위한 방법으로 2차원 성능해석 결과를 3차원 효과로 보정하는 방법에 대해 알아보려고 하였다. 수직축 터빈의 특성상 비정상 해석이 필수이지만, 3차원 계산은 2차원 계산에 비해 막대한 연산이 요구되는 면이 있으므로, 상대적으로 해석시간인 짧은 2차원 해석결과를 3차원으로 보정하는 방법은 설계를 위해 상당히 중요하므로, 2차원 및 3차원 터빈의 성능차이 및 원인을 알아보았다.

3차원 터빈의 수치해석은 격자생성의 간편함을 위해 스트럿은 제외하고 해석하였다. 전체 계산 영역은 입구로부터 터빈까지 터빈 직경의 5배, 후방으로 10배, 높이방향으로 4배만큼 구성하였고, 회전영역과 비회전영역으로 나누었으며, 터빈 회전을 위해 영역의 경계에는 인터페이스 조건을 부여하였다. 계산시간 단축을 위해 터빈 스펠길이의 반만 격자를 구성하여 대칭이 되도록 하였고, 그 면의 경계조건은 Symmetry 조건을 적용하였으며, 총 격자수는 약 5,000,000개이다. 입구는 Velocity-inlet 조건, 출구에는 Pressure-outlet 조건을 부가하였으며, 계산 조건을 Table 3.3.2에 나타내었다.

Table 3.3.2 Calculation condition for 3-D VAT

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D_v	5
Free stream velocity(m/s)	V_∞	2.0
Turbulence model		k-w SST model (2 eq. model)
motion method		SMM
y+		≤ 5
Rotational speed(rad/s)	ω	1.2, 2.4, 3.6
TSR		1.5 ~ 4.5

Li et al.(2010)은 3차원 해석은 2차원에 비해 계산시간이 약 40배 정도 더 소요된다는 연구과정을 소개한 바 있는데, Table 에 나타낸 것과 같이 현재 2차원 및 3차원 해석시간은 40배 이상인 것을 알 수 있다.

Table 3.3.3 Comparison of typical calculation time

	Number of grid	Hardware	Time(hr)
2-D	270,000	Intel 3.1GHz 8core	4
3-D	5,000,000	Intel 3.1GHz 8core	170

3차원 터빈의 TSR에 따른 평균동력계수를 Fig. 3.3.4에 나타내었고, 2차원 결과와 비교하였다. TSR=3.0에서 2차원 결과와 가장 큰 차이를 보이고 있고, 상대적으로 저 TSR과 고 TSR 구간에서 차이가 작음을 알 수 있는데, 선행 연구들의 결과들을 고려해볼 때, 높은 TSR 구간에서의 성능이 다소 높게 예측되었지만, 전반적으로 2차원 결과에 비해 작은 효율을 보이고 있다.

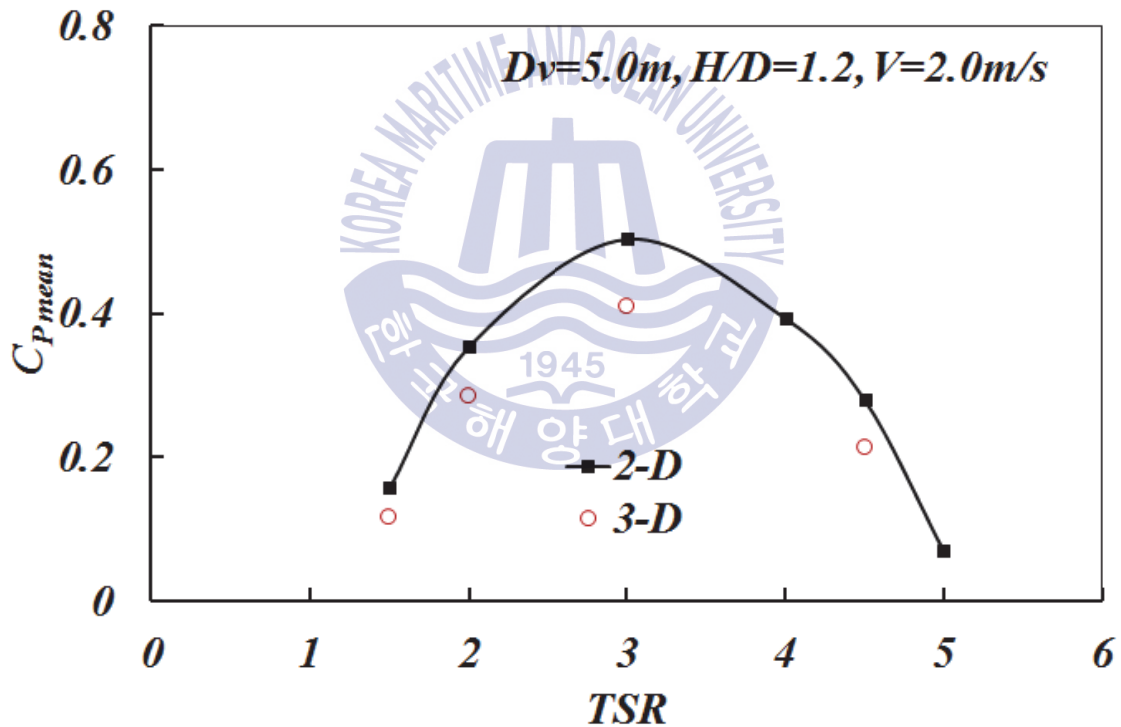


Fig. 3.3.4 Comparison of C_{pmean} between 2-D and 3-D

2차원과 3차원 터빈 날개 전체에 대해 위상각에 따른 동력계수를 Fig. 3.3.5에 나타내었다. 날개 중앙부(Mid-span)의 동력계수는 2차원 결과와 잘 일치하는 반면, 날개 끝부분(Tip)의 동력계수와는 상당한 차이가 있음을 알 수 있는데, 최고 동력계수를 보이는 위상각에서 약 16%정도 작게 예측됨을 알 수 있었다. 이러한 차이는 Fig. 3.3.6에 나타낸 날개 1매의 위상각에 따른 동력계수 결과에서

더 자세히 보여주고 있는데, 위상각 100도 부근에서 가장 큰 차이가 나타남을 알 수 있었으며, 출력이 가장 크게 나타나는 위상각에서 날개 끝에서의 양력 손실로 인해 동력계수가 작게 예측됨을 알 수 있다.

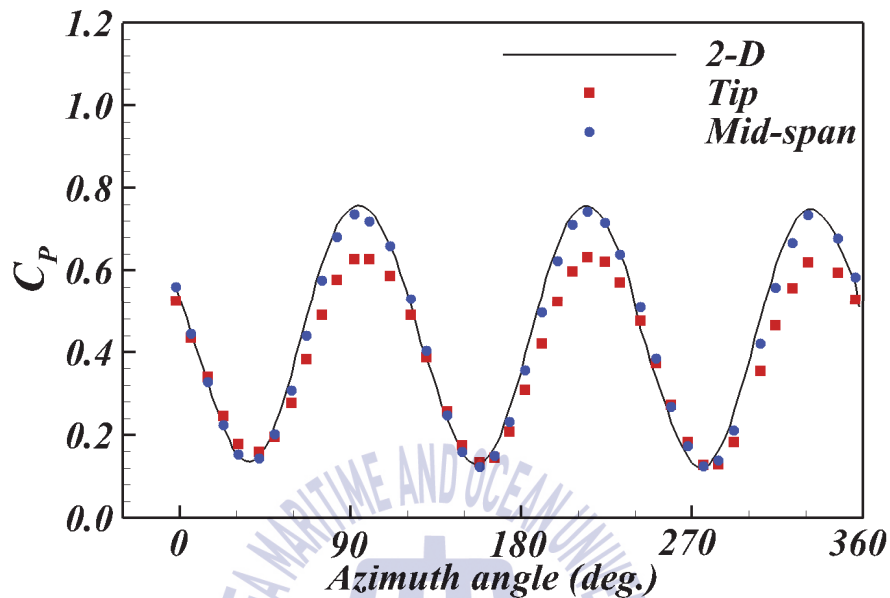


Fig. 3.3.5 Comparison of C_p for three blades between blade tip and mid-span

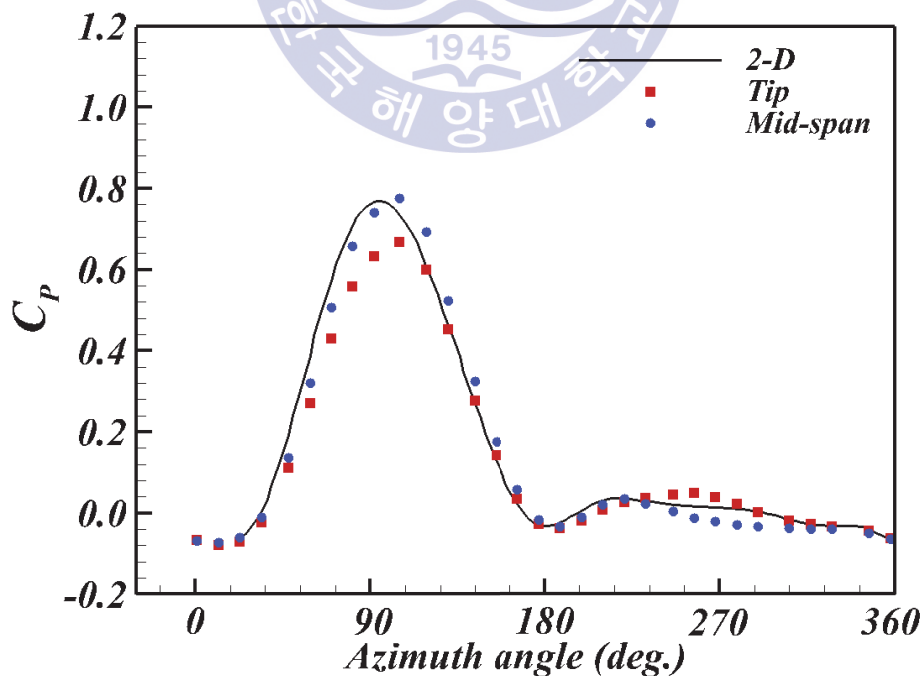
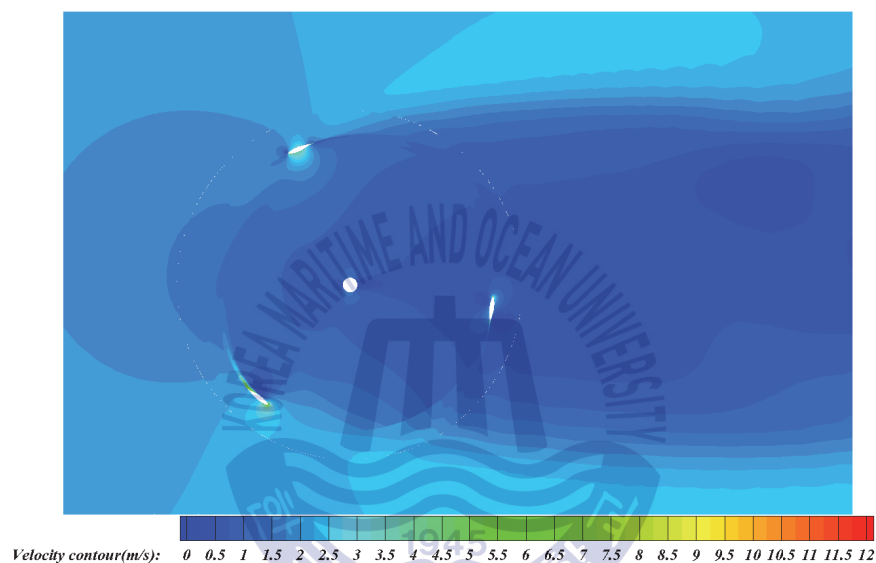
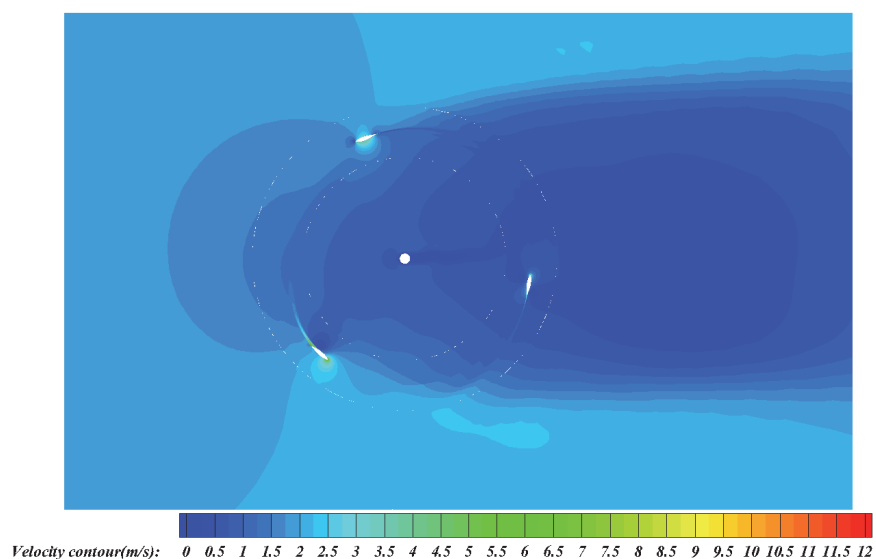


Fig. 3.3.6 Comparison of C_p for single blade between blade tip and mid-span

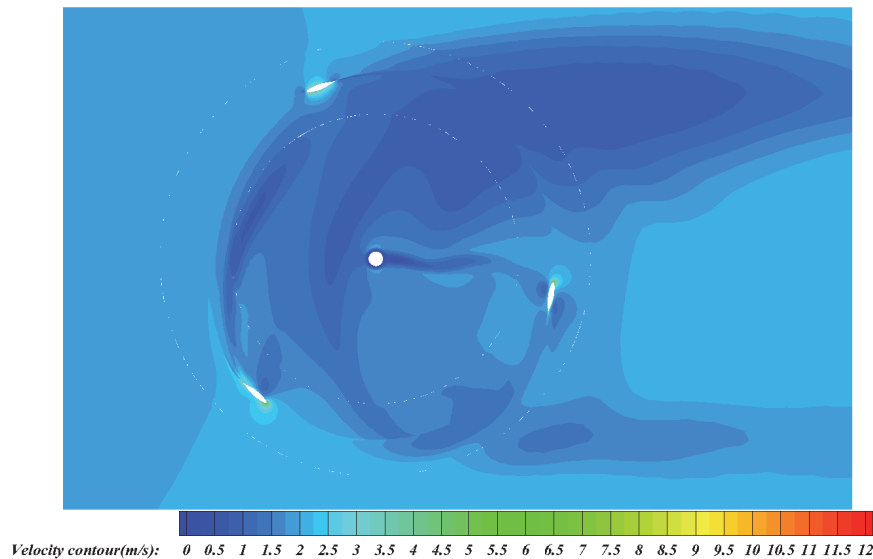
이러한 성능 차이에 대한 원인을 파악하기 위해 속도 및 압력계수를 비교하였다. Fig. 3.3.7은 2차원 터빈과 3차원 터빈의 날개 중앙부 및 끝단에서의 속도 분포를 비교한 것이다. 결과에서 2차원과 3차원 날개 중앙부에서의 속도분포가 거의 유사한 반면, 날개 끝부분에서의 속도분포는 상당히 차이가 있음을 알 수 있었는데, 이는 유입되는 흐름이 날개 끝단을 지나쳐 가게 되므로 상대적으로 중앙부에 비해 하류방향에서의 속도가 더 크게 비대칭적으로 나타남을 알 수 있었다.



(a) 2-D



(b) Mid-span



(c) Tip

Fig. 3.3.7 Velocity contours around 2-D and 3-D blades

Fig. 3.3.9와 같이 나타낸 지점에서 2차원 및 3차원 날개의 압력계수를 비교해 보았고, 이 때 t 는 날개 끝단에서부터 거리이며, $t/c=0.114$ 는 날개 끝단, 6.818은 날개 중앙부를 의미한다(Fig. 3.3.8). 위상각 20도에서의 압력계수는 터빈 날개의 받음각의 거의 0도이므로 양력면으로서의 역할은 하지 못하는 것을 알 수 있고, 날개 중앙부와 2차원 결과는 상당히 잘 일치하고 있으며, 끝부분에서는 양력면과 흡입면의 압력차가 상대적으로 작은 것을 알 수 있었다. 받음각이 큰 영역인 위상각 140도에서는 20도와 260도보다 압력차가 더 큰 것을 알 수 있고, 이로 인해 동력 생성에 기여한다고 판단되며, 날개 끝부분에서는 leading edge부근에서 압력차가 2차원 및 날개 중앙부에 비해 작은 것을 알 수 있었다. 위상각 260도에서는 2차원 및 날개 중앙부의 압력계수는 날개 길이의 40%지점에서 압력차가 상당히 달라지는 반면, 날개 끝부분에서의 압력계수는 압력차가 있는 것을 알 수 있는데, 이는 속도분포 결과에 나타낸 것과 같이 260도 부근에서의 날개 주위 속도분포는 날개 중앙부에 비해 상대적으로 높음에 기인한 것으로 판단된다.

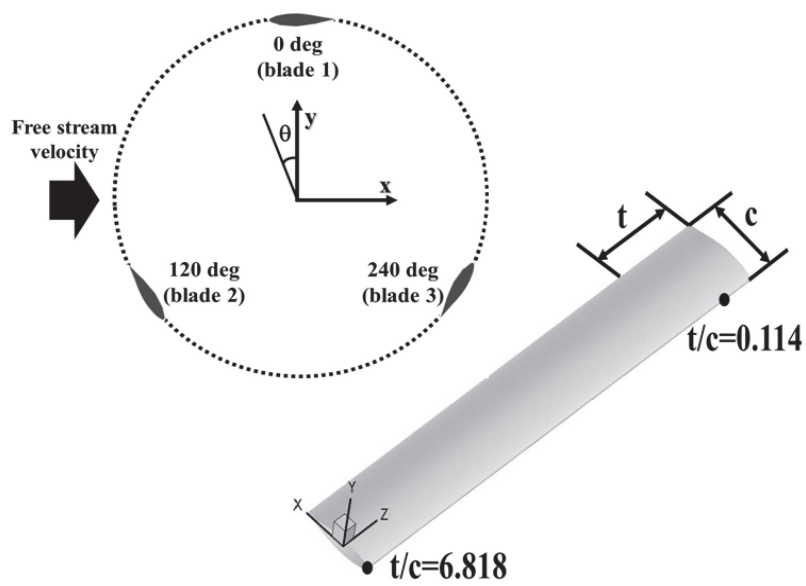
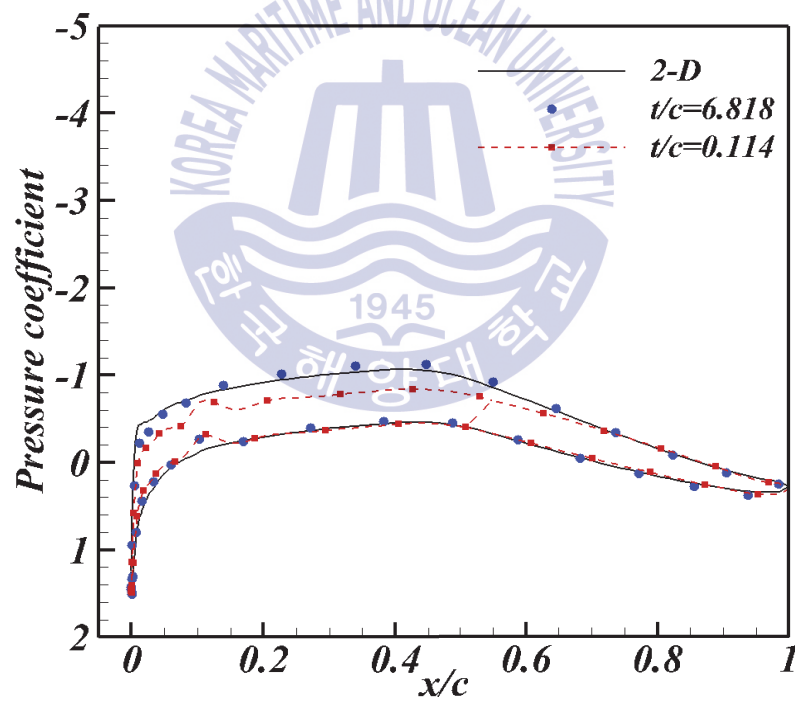
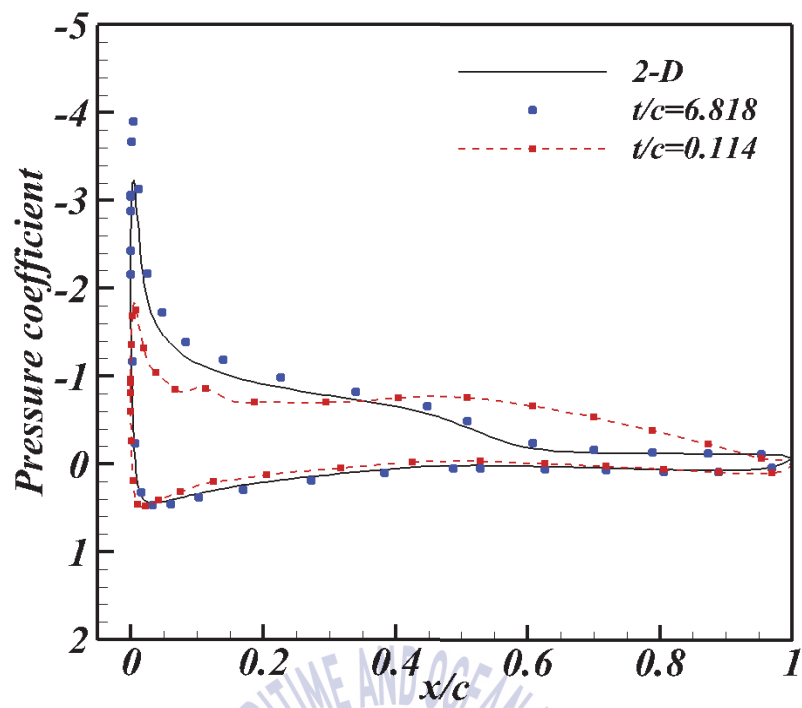


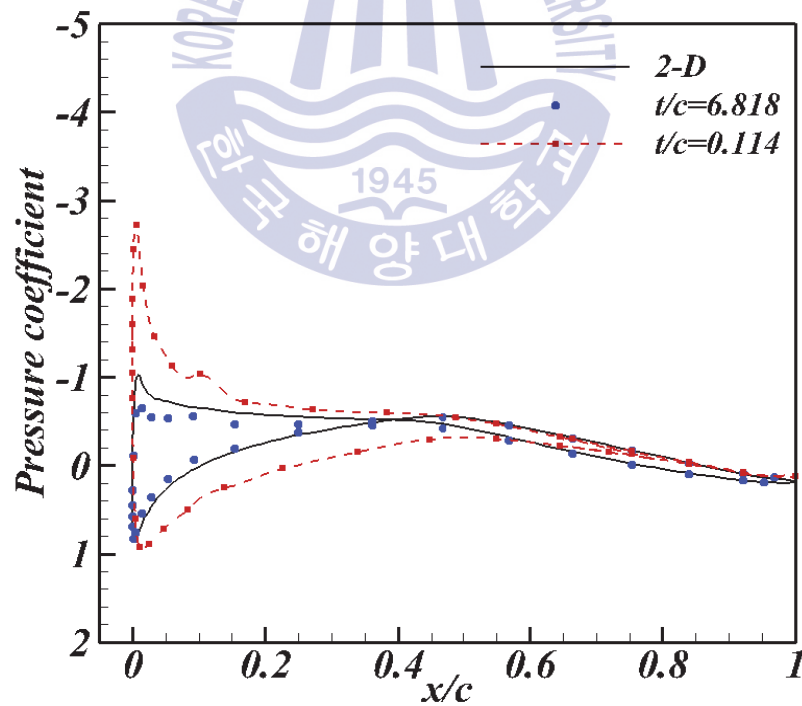
Fig. 3.3.8 Notation for turbine blades' coordinates



(a) $\theta=20$ deg.



(b) $\theta=140$ deg.



(c) $\theta=260$ deg.

Fig. 3.3.9 Comparison of pressure coefficient between 2-D and 3-D with respect to $\theta=20, 140, 260$ degrees.

수직축 터빈의 3차원 효과로 인한 성능 차이를 $TSR=3.0$ 에서 알아보았고, 그 원인을 파악하고자 하였으며, 3차원 터빈 평균동력계수는 2차원 터빈에 비해 약 16%정도 감소함을 알 수 있었다. 이러한 결과를 기초로 하여 다양한 TSR에 대한 해석과 스팬-직경비 증가시킴에 따른 3차원 성능해석을 추가적으로 수행하여 2차원 터빈 성능해석 결과를 3차원 터빈으로 보정하는 계수를 도출한다면, 이를 이용한 터빈 설계는 상당히 경제적이고 실용적인 방법이 될 수 있을 것으로 예상된다.



제 4 장 듀얼 터빈의 상호영향에 따른 성능해석

4.1 개요

다양한 해양에너지원들을 이용하기 위한 에너지 변환장치들은 여러 형태로 다양하게 제안되고 있다. 성능이 우수하도록 설계된 그러한 장치들은 실해역에서 최대한 많은 에너지를 추출하기 위해 서로 간섭이 없는 상태에서 복수의 장치들을 배치하여 작동되도록 하는데, 이를 단지(Farm)라고 하며, Fig. 4.1.1은 파력발전단지의 사례를 나타낸 것으로 입사되는 파의 에너지를 잘 흡수할 수 있도록 일정간격을 두고 배치된 것을 알 수 있다.



Fig. 4.1.1 Example of wave farm

한편, 단지에 배치되는 장치들은 최대 효율로 작동되도록 배치하고, 그에 따라 최대 발전량을 얻을 수 있도록 하는 것은 매우 중요하다 하겠다. 이를 위해서는 단지 내 작동하는 각 터빈의 상호간섭에 의한 성능저하가 발생되지 않도록 적절히 배치하는 방법이 필요하다. 해상풍력의 경우 오랜 연구기간동안 실

해역 실험을 통해 단일 터빈 시스템 및 단지배치와 관련된 기준을 정립하였다. 그 예로 International Electrotechnical Commission(IEC)에서 정한 국제표준인 IEC-61400 규정에서 터빈 배치에 대한 기준으로 난류강도(Turbulent intensity)를 고려하여 터빈 폭방향(Lateral direction)으로 터빈 직경의 3배 정도의 간격을 두고 배치하기를 제안하고 있다. 또한, 조류발전단지와 관련된 배치기준으로 EMEC 보고서에 따르면 수평축 터빈에 대해 터빈간 거리를 종방향(Longitudinal direction)으로 터빈 직경의 10배, 폭방향으로 2.5배만큼 배치하기를 제안하고 있다. 이러한 배치기준들은 대용량으로 개발하여 실험해역 테스트를 진행하고 있는 대형 수평축 터빈에 대해서만 언급하고 있어 수직축 터빈과 관련된 기준은 전무한 실정이다.

수직축 터빈은 터빈간 서로 인접하는 경우 터빈간 상호작용으로 인한 성능이 유리해지거나 불리해지는 경우가 있어 단독 터빈의 성능에 영향을 주지 않도록 하는 수평축 터빈 배치방법과는 달리 해야 한다. 그러한 인접한 수직축 터빈의 선행연구가 그리 많지 않은데, Daribi(2011)는 직경 1.2m의 수직축 풍력터빈을 다배열하는 실험해역 테스트를 진행한 바 있는데, 인접한 두 터빈이 서로 반대로 회전하는 경우 약 5% 정도의 성능이 향상됨을 연구한 바 있다. 또한, Li and Calisal(2010)은 조류발전용 수직축 터빈에 대해 예인수조 실험과 in-house코드를 이용한 수치해석으로 그 성능을 연구한 바 있는데, 실험 결과에서 인접한 두 터빈의 경우 단독 터빈에 비해 최대 약 10%정도 효율이 증가한 데 반해, 수치해석 결과에서는 이보다 2.5배 높은 약 25%정도 효율이 증가함을 밝힌 바 있으나, 그 효율 향상에 대한 근거는 밝히지 못하였다.

본 논문에서는 조류발전용 터빈을 배치함에 있어 그 이격 거리에 대한 영향을 듀얼 터빈에 대해 수치해석을 이용하여 그에 따른 성능변화를 알아보고자 하였다. 구체적으로는 수평축 터빈에 대해서는 터빈간 거리에 따른 성능변화를 조사하였고, 배치에 있어 수평축 터빈에 비해 민감한 수직축 터빈에 대해서는 인접한 두 터빈 즉, 듀얼 수직축 터빈(Dual vertical-axis turbine)에 대해 설계 TSR에서의 터빈 회전방향, 터빈간 거리, 위상각에 따른 성능변화를 2차원으로 조사하였다.

터빈 배치에 따른 영향을 알아보기 위해 Fig. 4.1.2와 같은 영역을 설정하였다. Fig. 4.1.2(a)는 EMEC에서 제안하고 있는 터빈 배치방식이고, 터빈이 인접함에 따라 단독 터빈에 비해 성능이 향상된다면 Fig. 4.1.2(b)에 나타난 것과 같이 수평축 터빈을 배치하는 방법과는 달리 터빈이 인접하도록 배치하는 것이 효과적일 것으로 예상되며, 수치해석은 이러한 듀얼 터빈에 대해서 수행하였다.

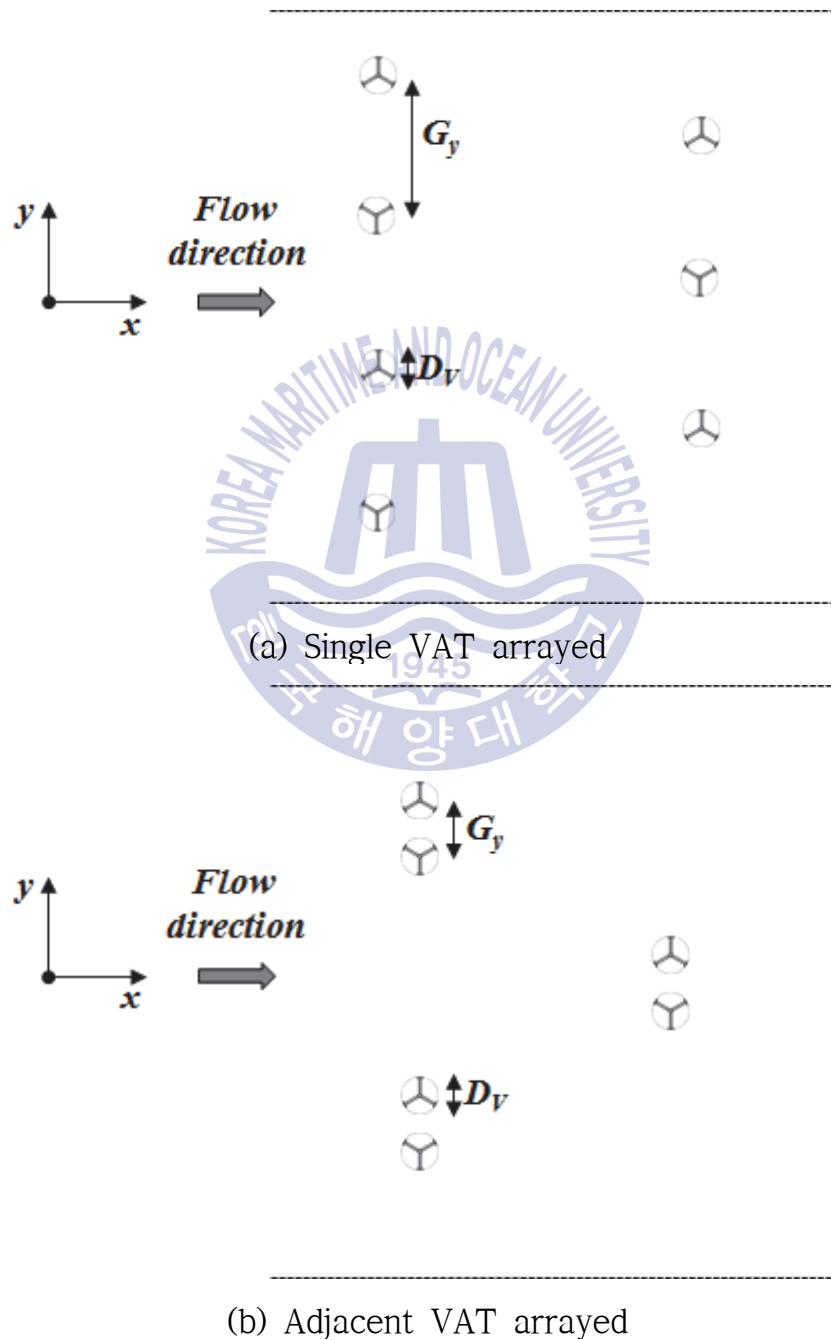


Fig. 4.1.2 An illustration of tidal farm (2-D)

4.2 계산 영역 및 경계조건

기 선정된 수평축 터빈과 수직축 터빈을 대상으로 듀얼 터빈에 대한 수치해석을 수행하였고, 각 터빈에 대한 내용을 나누어 기술하였다.

가. 듀얼 수평축 터빈

듀얼 수평축 터빈의 성능해석을 위해 직경 0.7m인 터빈 2기를 배치하여 수치해석을 수행하였다. 전체 계산영역의 크기는 터빈으로부터 전방으로 터빈 직경의 5배, 후방으로 7배만큼 구성하였고, 외부영역은 7배만큼 구성하였으며, 전체 격자수는 약 5,4000,000개로 구성하였다. 두 터빈의 회전은 MRF 모델을 이용하여 각 터빈의 회전영역에 회전속도를 210RPM으로 고정한 상태에서 유입 속도의 변화를 주어 계산을 수행하였으며, 전체 격자계 및 터빈 격자계를 Fig. 4.2.1, 4.2.2에 나타내었다. 터빈간 거리(G_y)는 터빈 직경으로 무차원한 G_y/D_H 로 나타내었고, $G_y/D_H=1.25$, 2.5인 경우에 대해 T1, T2의 성능을 TSR 4~9 구간에서 조사하였으며, 계산조건을 Table 4.2.1에 나타내었다.

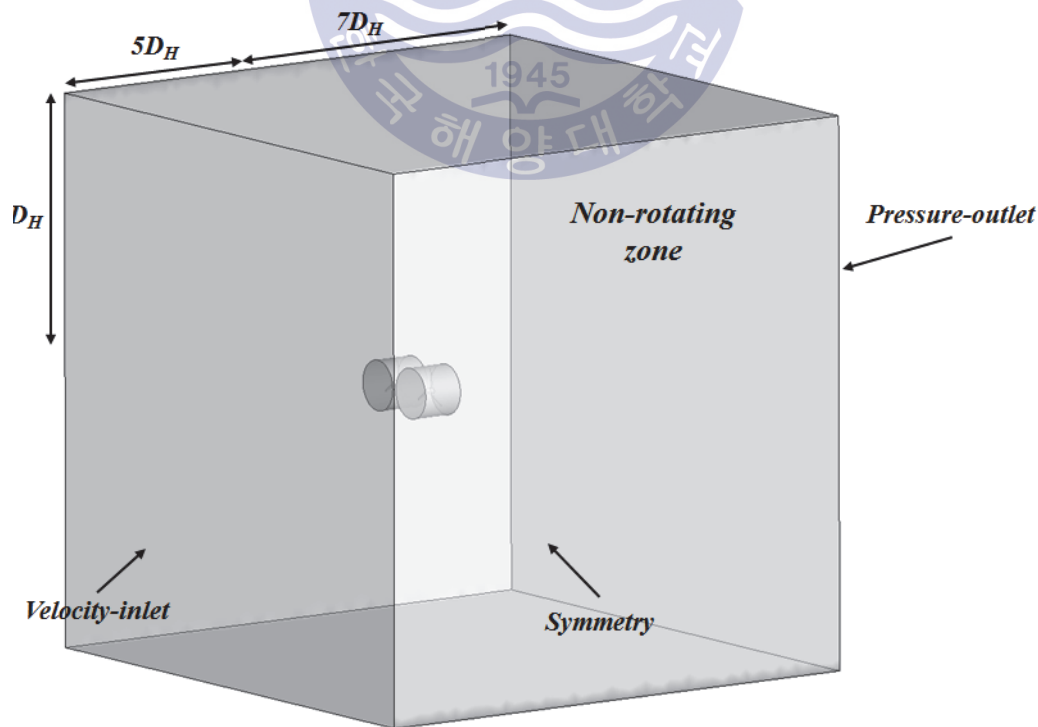


Fig. 4.2.1 Grid system and boundary conditions for dual HAT

Table 4.2.1 Calculation conditions for dual HAT

Designation	Symbol	Value
Turbine diameter(m)	D_H	0.7
Rotational speed(RPM)	ω	210
Gap ratio between turbines	G_y/D_H	1.25, 2.5
Rotating direction		Counter-clockwise
Tip speed ratio	λ	4 ~ 9
Turbulent model		$k-\epsilon$ realizable (Standard wall function)
Fluid status		Steady
Motion method		MRF

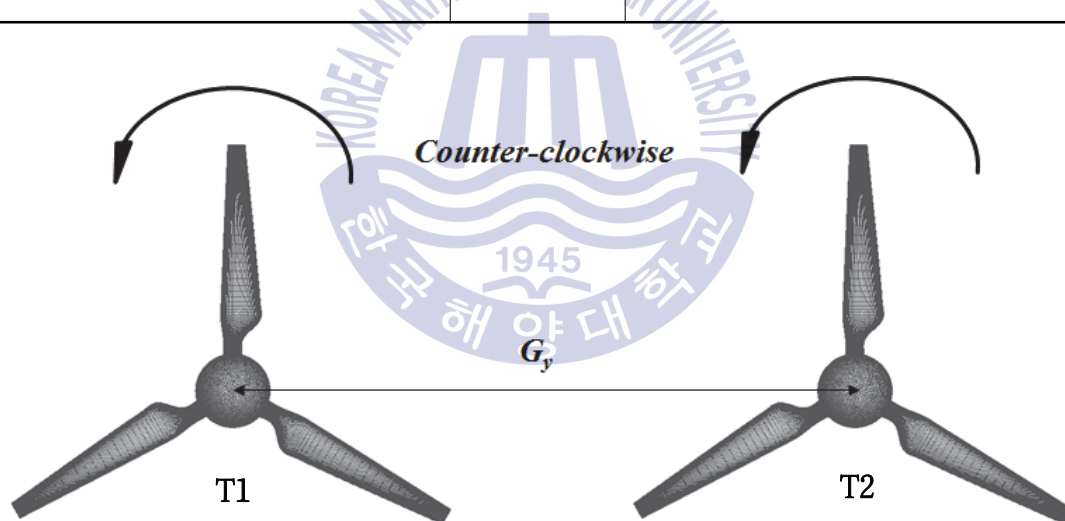


Fig. 4.2.2 Grid system on T1 and T2

나. 듀얼 수직축 터빈

듀얼 수직축 터빈의 성능해석을 위해 직경 5m인 H-darrieus형 수직축 터빈에 대해 2차원 수치해석을 수행하였다. 전체 영역은 터빈 회전 중심을 기준으로 입구까지 터빈 직경의 10배, 출구까지 15배, 외부 경계까지 10배의 크기로 구성하였다. 전체 계산영역을 터빈 회전을 위해 비회전영역과 회전영역으로 구분하

고, 각 영역이 만나는 경계에는 인터페이스 조건을 부여하였으며, 날개의 격자 수는 압력면과 흡입면에 각각 60개씩 주었고, 경계층 모사를 위해 날개 주변을 층을 쌓는 방식을 적용하였으며, $k-\omega$ SST 모델을 적용하기 위해 y^+ 는 1이하가 되도록 하였다. 터빈 회전은 SMM을 이용하였고, 회전시 한 time step당 약 3도가 되도록 계산을 수행하였다.

듀얼 수직축 터빈의 회전방향에 따른 성능변화를 조사하기 위하여 Fig. 4.2.3에 나타낸 바와 같이 터빈을 T1과 T2로 나누어 각 터빈의 회전 방향을 반시계-시계방향(Counter-Rotating Inward; CRI), 반시계-반시계방향(Co-Rotating; CR), 시계-반시계방향(Counter-Rotating Outward; CRO)으로 구분하고, 터빈 간격은 $G_y/D_V=2.0$ 이 되도록 배치하여 Table 4.2.2의 조건에서 성능을 비교하였다. 또한, 터빈간 거리에 따른 성능변화를 알아보기 위해 $TSR=3.0$ 에서 CRI인 경우에 대해 $G_y/D_V=2.0\sim15.0$ 까지 변화해가며 성능을 알아보았다.

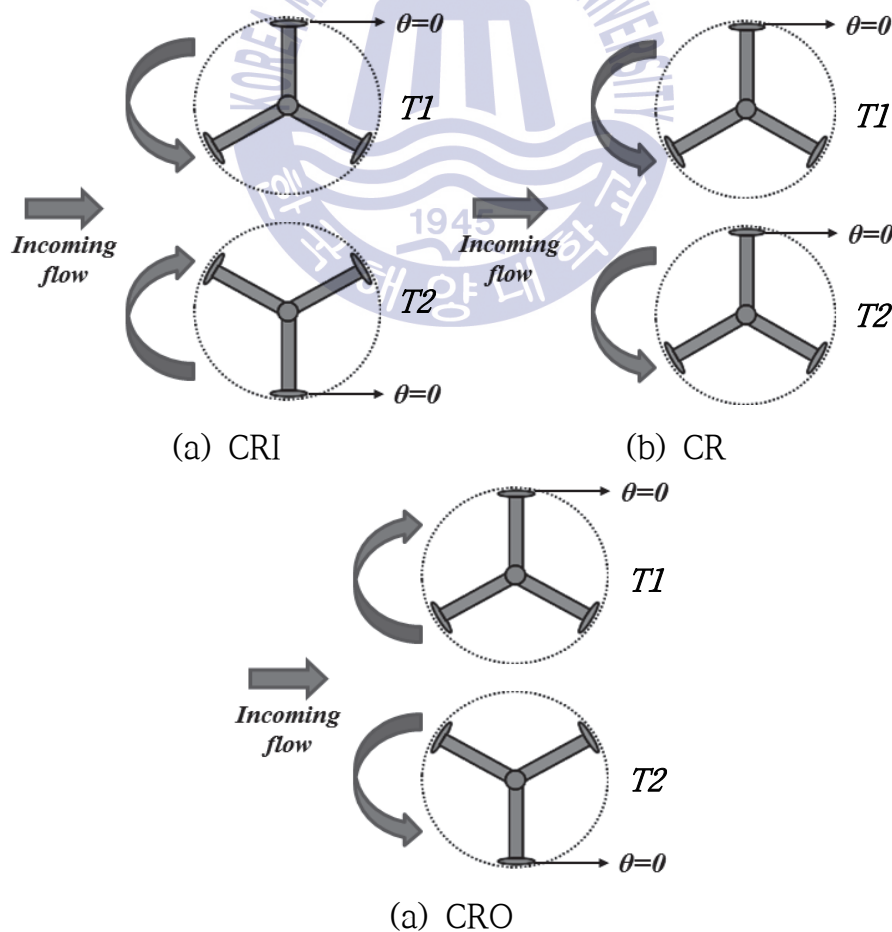


Fig. 4.2.3 Schematics for rotational direction of dual VAT

Table 4.2.2 Calculation conditions for dual VAT

Designation	Symbol	Value
Each turbine diameter(m)	D_V	5.0
Free stream velocity(m/s)	V_∞	2
Tip speed ratio	λ	3.0
Rotational speed(rad/s)	ω	2.4
Turbulence model		k- ω SST
Gap ratio between turbines	G_y/D_V	2.0

4.3 회전방향 영향

CRI, CR, CRO의 각 터빈 평균동력계수 합과 그 합을 단독 터빈 2기의 평균 동력계수로 나눈 C_{Pn} 으로 나타내었고, C_{Pn} 은 식 (4.1)과 같이 구하였으며, 여기서 $C_{P(T1)}$ 과 $C_{P(T2)}$ 는 T1, 2의 평균동력계수, C_{Ps} 는 단독터빈 평균동력계수이며, $C_{Pn}=1$ 이면 듀얼 터빈의 성능이 단독 터빈 성능과 동일하다는 것을 의미한다.

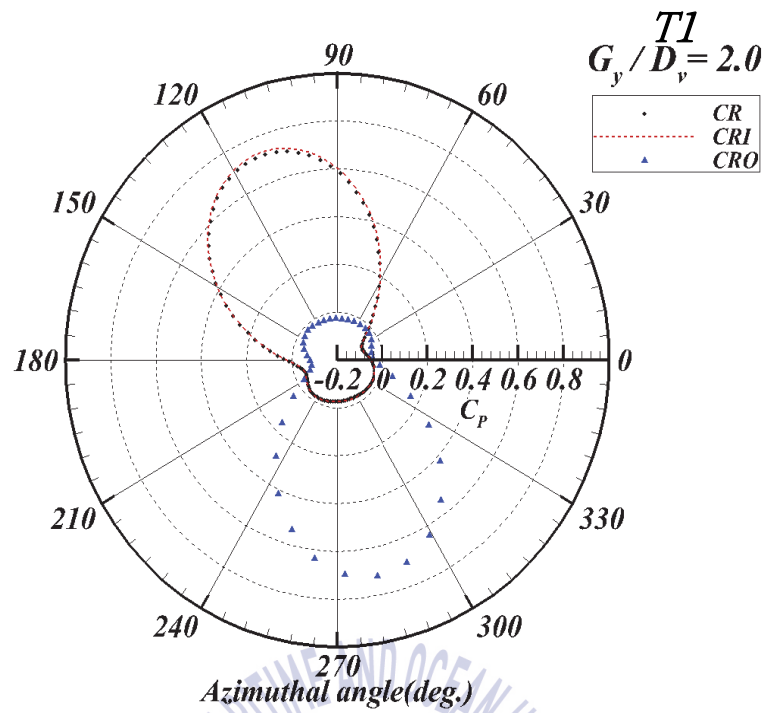
$$C_{Pn} = \frac{C_{P(T1)} + C_{P(T2)}}{2C_{Ps}} \quad (4.1)$$

각 case는 단독 터빈 2기 대비해서 전반적으로 성능이 향상되는 것을 알 수 있었는데, CRI, CR, CRO순으로 약 9.2%, 7.5%, 6.7%정도 향상됨을 보였고, CRI와 CRO의 경우 터빈 날개가 흐름방향에 순행 혹은 역행하게 됨에 따라 T1과 T2의 평균동력계수가 동일하게 얻어지는 것을 알 수 있으며, CR의 경우는 각 터빈의 날개가 만나게 되는 지점에서 서로 반대방향으로 회전하게 됨에 따라 각 터빈의 평균동력계수가 비대칭적으로 얻어지는 것을 알 수 있었다. 또한, 회전방향에 따른 동력계수의 변화를 확인하기 위해 T1과 T2의 날개 1매에 대한 위상각에 따른 동력계수를 비교하였다.(Fig. 4.3.1) CRI case가 다른 case에 비해 위상각 90도에서 135도 사이에서 동력계수가 다소 높게 나타나면서 CR과 CRO에 비해 다소 높은 성능을 보이는 것을 알 수 있었다. 이러한 성능의 차이에 대한 원인으로 Fig. 4.3.2에 나타난 위상각 120도에서의 압력계수 결과에서 CRI case가 leading edge 부근에서의 압력차가 더 커짐에 기인한 것으로 판단된다.

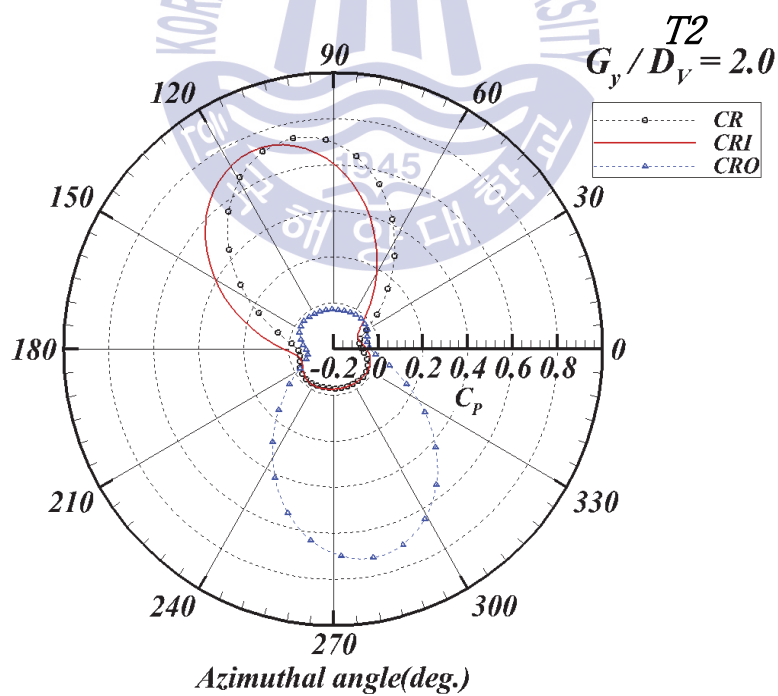
Table 4.3.1 C_{Pn} of dual VAT as rotational direction

$G_y/D_V=2.0$	C_{Pmean}		Total	C_{Pn}
	T1	T2		
Single	0.382	0.382	0.764	-
CRI case	0.417	0.417	0.834	1.092
CR case	0.409	0.412	0.821	1.075
CRO case	0.407	0.408	0.815	1.067



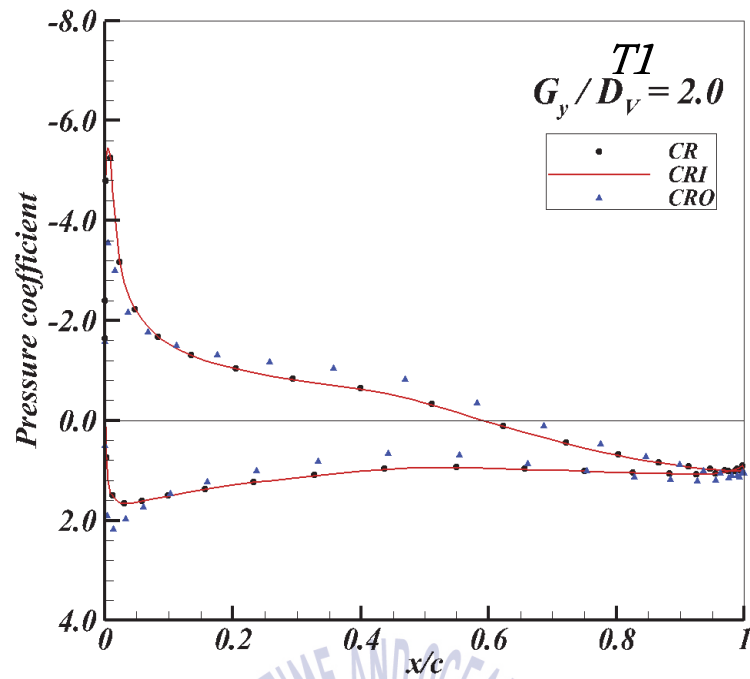


(a) T1

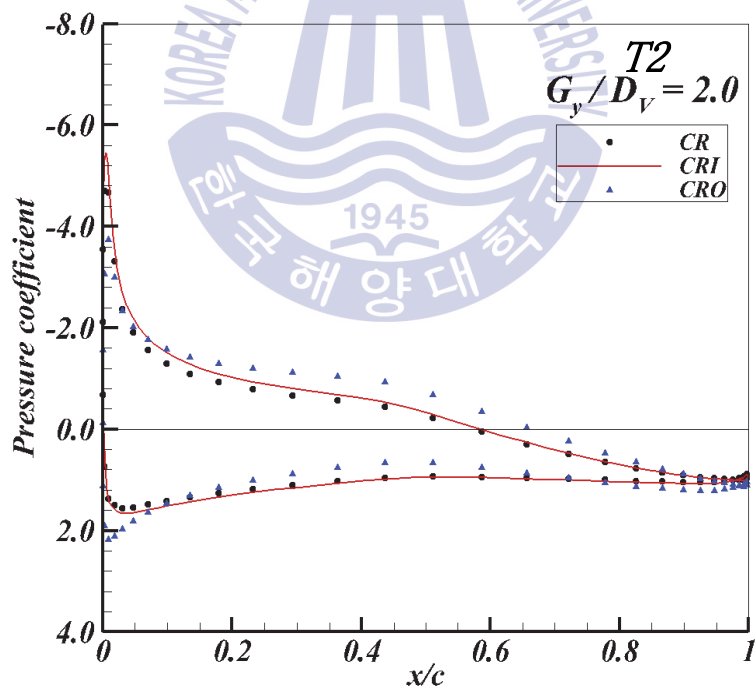


(b) T2

Fig. 4.3.1 C_p of single blade as azimuthal angle with respect to rotational direction for dual VAT



(a) T1



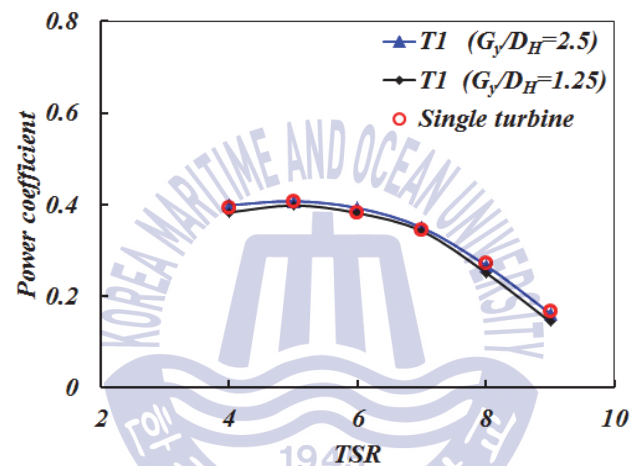
(b) T2

Fig. 4.3.2 Comparison of pressure coefficient between T1 and T2 with respect to rotational direction for dual VAT

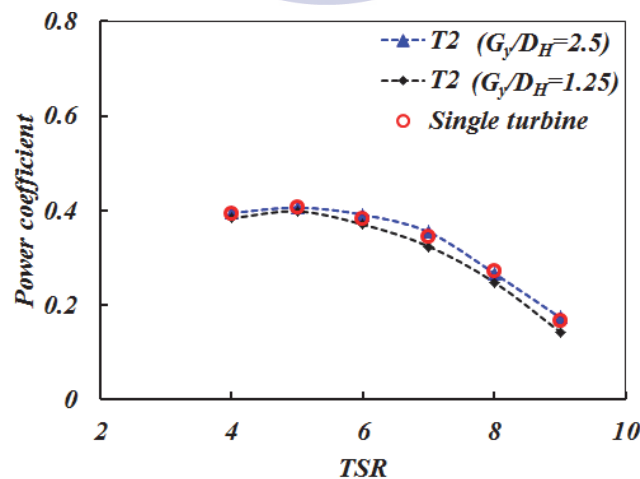
4.4 터빈간 거리 영향

가. 수평축 터빈

$G_y/D_H=1.25$, 2.5 에 따른 듀얼 수평축 터빈의 각 터빈 동력계수와 단독 터빈 동력계수를 TSR 4~9 구간에서 서로 비교하였다(Fig. 4.4.1). $G_y/D_H=2.5$ 인 경우 T1과 T2의 성능이 단독 터빈의 성능과 거의 유사함을 알 수 있었고, $G_y/D_H=1.25$ 인 경우 T1과 T2의 성능이 단독 터빈에 비해 아주 작은 차이를 보이고 있음을 알 수 있었다.



(a) T1



(b) T2

Fig. 4.4.1 Comparison of C_P between single and dual turbine with respect to gap ratio

날개 압력분포 및 날개 주변 속도분포를 비교해보았다. Fig. 4.4.2와 4.4.3은 TSR=5.0에서의 각 날개의 압력면과 흡입면에 대한 압력분포를 비교한 것으로, 단독 터빈과 듀얼 터빈의 압력분포가 거의 유사함을 확인할 수 있었고, 이로 인해 터빈이 내어주는 출력이 단독 터빈과 듀얼 터빈과의 차이가 거의 없음을 알 수 있었다. 또한, Fig. 4.4.4는 TSR=5.0에서 $x, y, z=0\text{m}$ 인 지점에서의 속도분포를 비교하였는데, 각 지점을 터빈 직경으로 무차원한 $x/D_H=0, y/D_H=0, z/D_H=0$ 위치에서 터빈과 터빈사이 유속분포는 터빈이 인접함에 기인하여 변화가 거의 없음을 알 수 있었다.

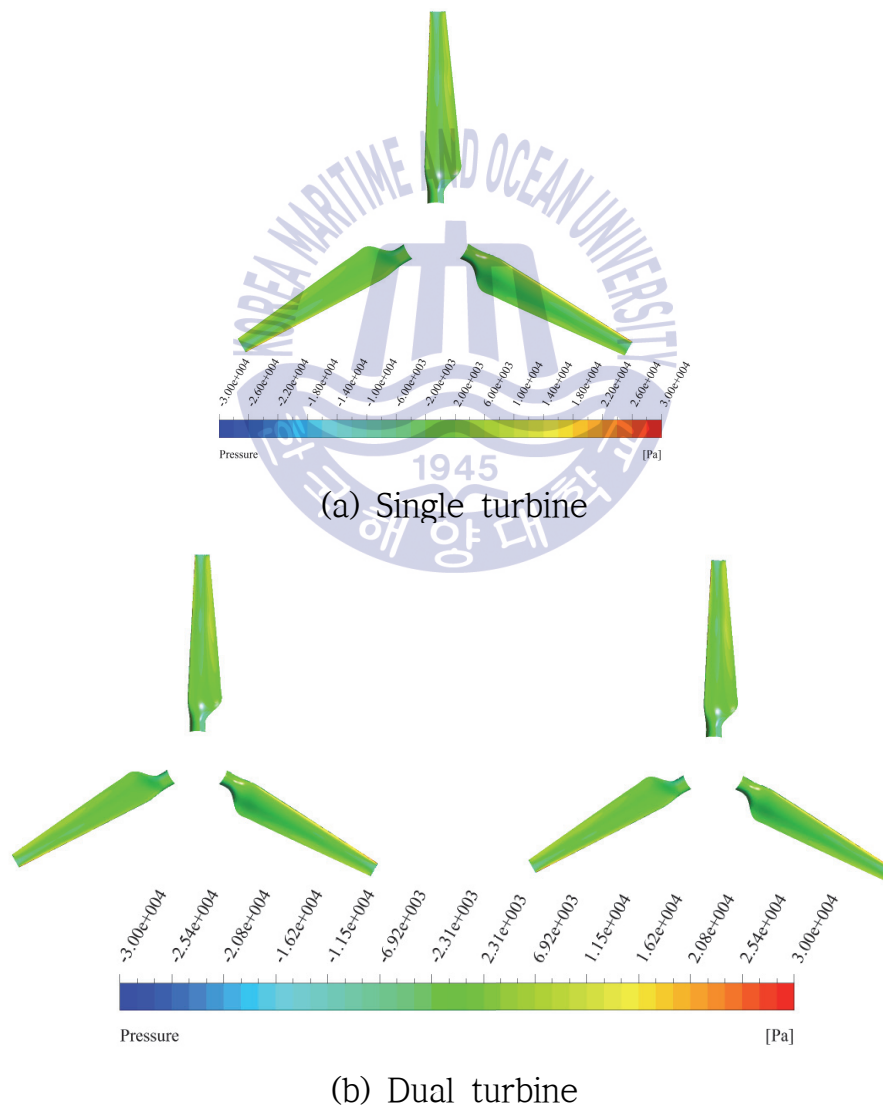


Fig. 4.4.2 Comparison of pressure contour between single and dual HAT on pressure side

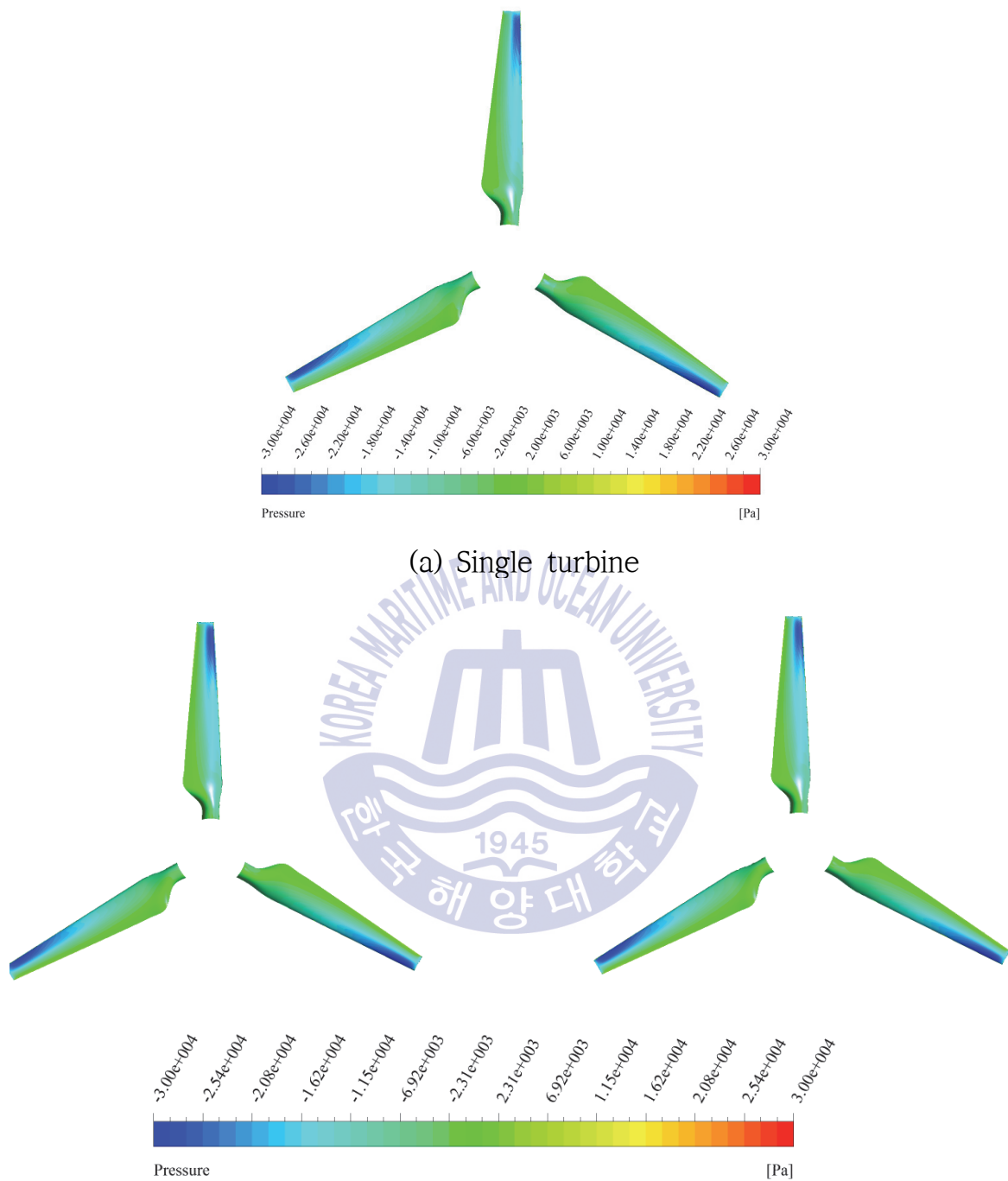
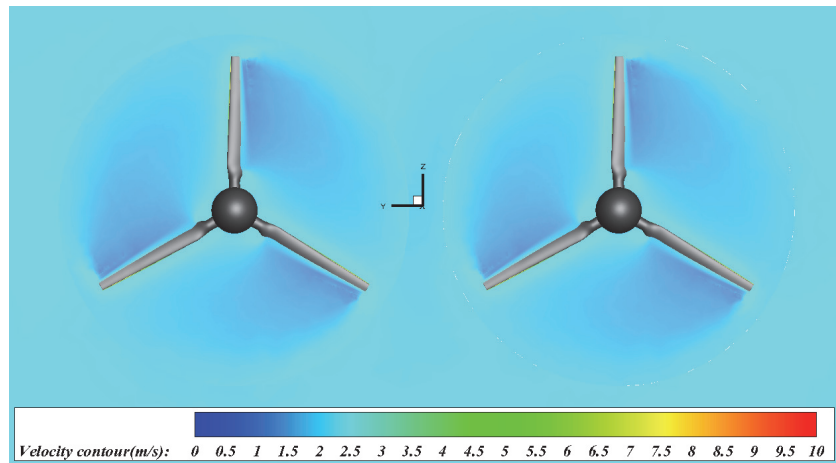
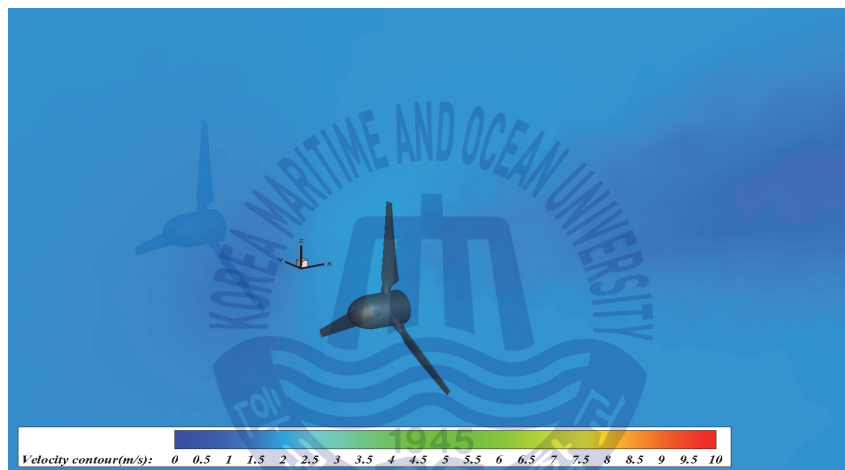


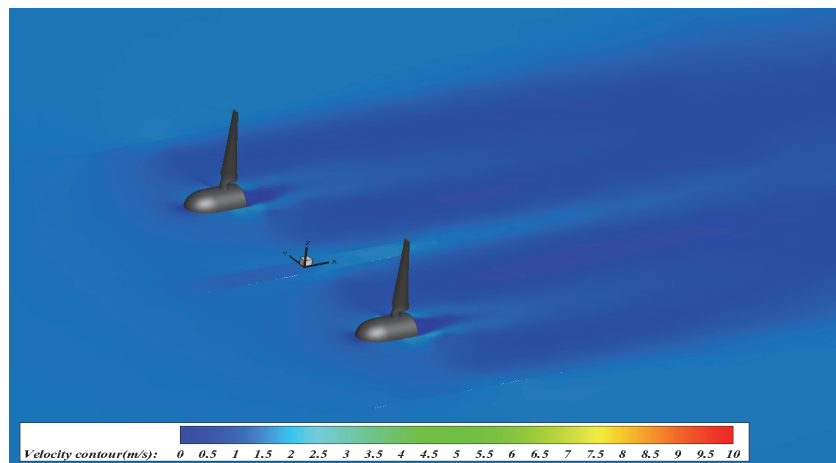
Fig. 4.4.3 Comparison of pressure contour between single and dual HAT on suction side



(a) $x/D_H=0$



(b) $y/D_H=0$



(c) $z/D_H=0$

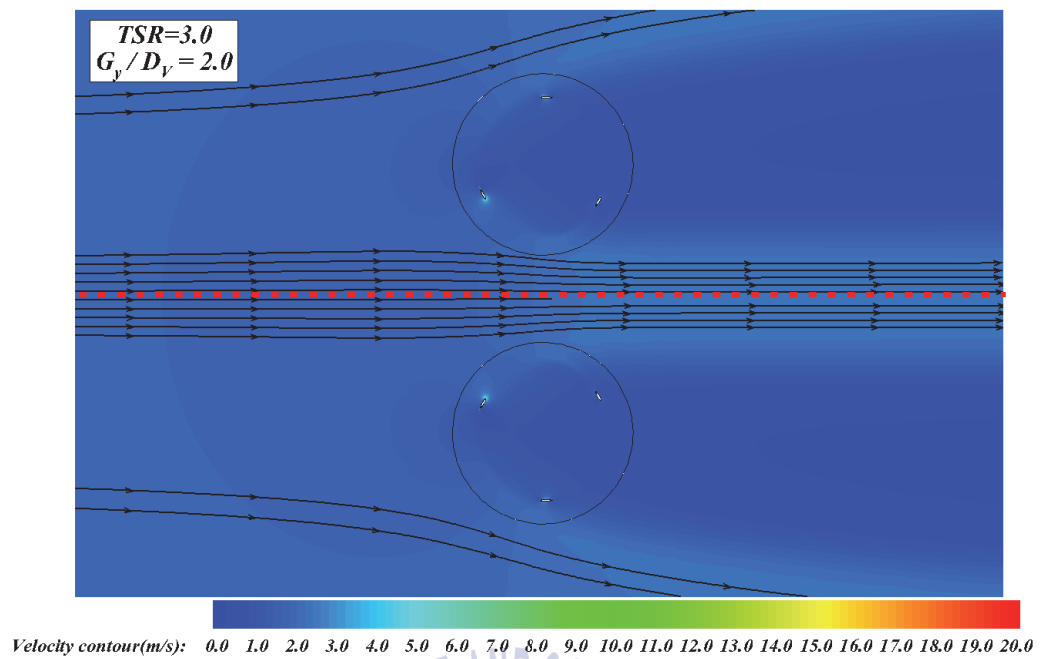
Fig. 4.4.4 Velocity contour of dual HAT at $x/D_H=0$, $y/D_H=0$, $z/D_H=0$

나. 수직축 터빈

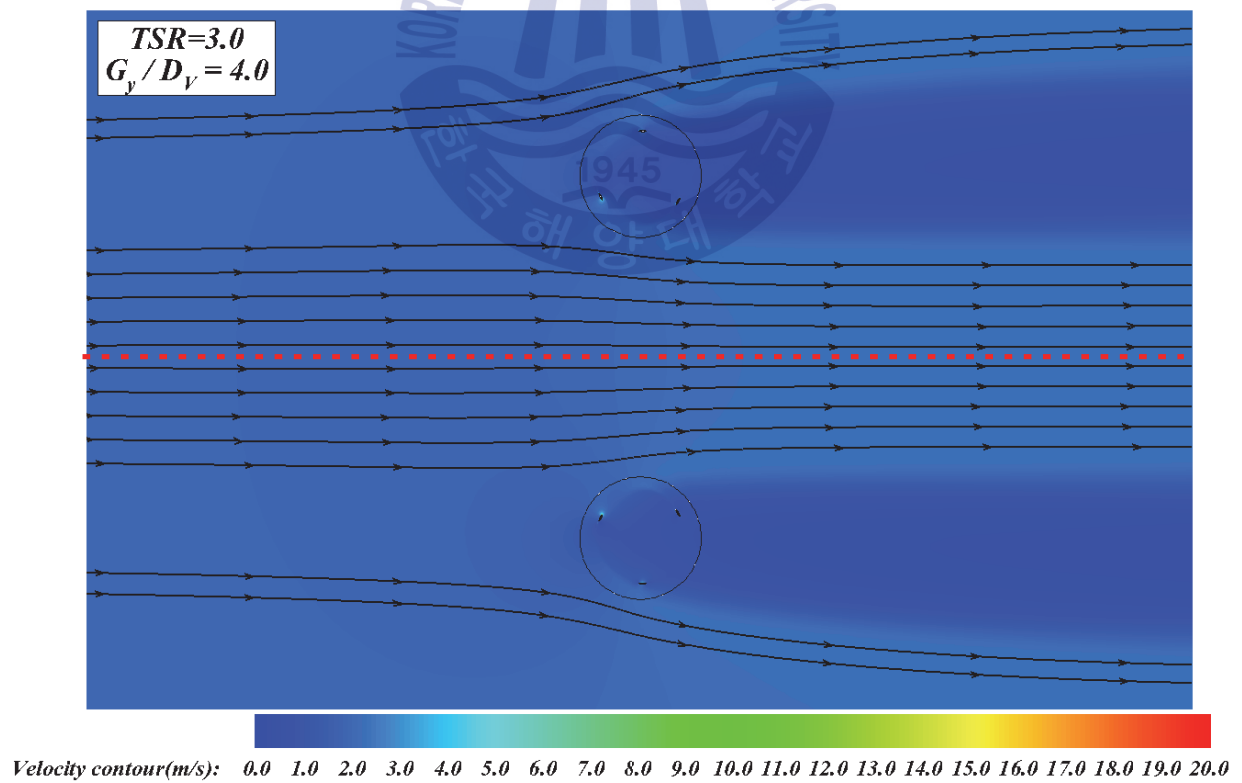
터빈간 거리에 따른 성능변화를 알아보기 위해 CRI case에 대하여 $TSR=3.0$ 에서 $G_y/D_V=2.0\sim 15.0$ 까지 변화시켜가며 평균동력계수를 확인하였으며, 각 터빈의 평균동력계수 및 듀얼 터빈의 전체 평균동력계수, C_{Pn} 을 Table 4.4.1에 비교하였다. G_y/D_V 이 증가함에 따라 즉, 터빈간 거리가 증가함에 따라 효율이 점차 감소함을 확인하였고, 12.0 이상에서는 영향이 거의 없어지는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 두 터빈 거리에 따른 성능 변화에 대한 원인을 조사하기 위해 거리에 따른 속도분포를 비교하였다. Fig. 4.4.5는 $G_y/D_V=2.0, 4.0, 6.0, 12.0$ 에서의 터빈 주위 속도분포를 나타낸 것인데, G_y/D_V 가 증가함에 따라 터빈과 터빈 사이에 흐르는 유속의 증가성분이 사라지는 것을 확인할 수 있었다.

Table 4.4.1 C_{Pmean} of CRI case as G_y/D_V

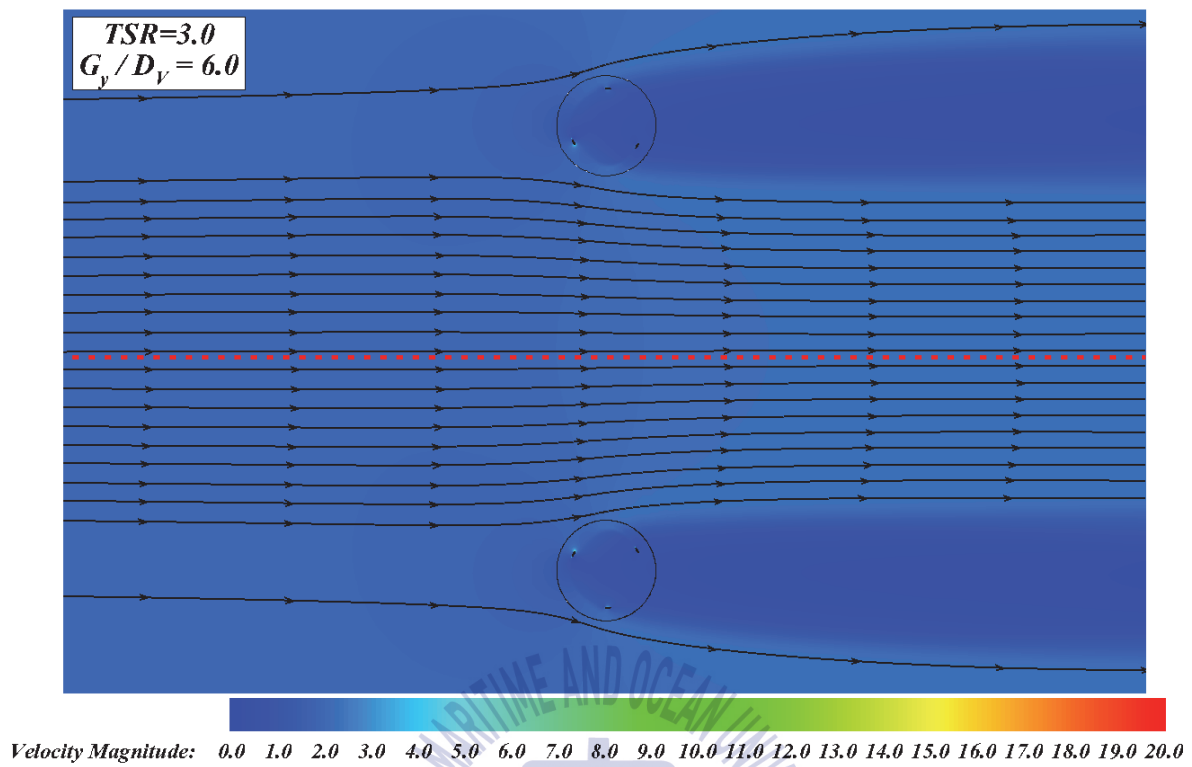
G_y/D_V	C_{Pmean}		Total	C_{Pn}
	T1	T2		
2.0	0.417	0.417	0.834	1.092
3.0	0.413	0.413	0.826	1.081
4.0	0.406	0.406	0.812	1.063
6.0	0.398	0.398	0.796	1.042
12.0	0.385	0.385	0.770	1.008
15.0	0.385	0.385	0.770	1.008



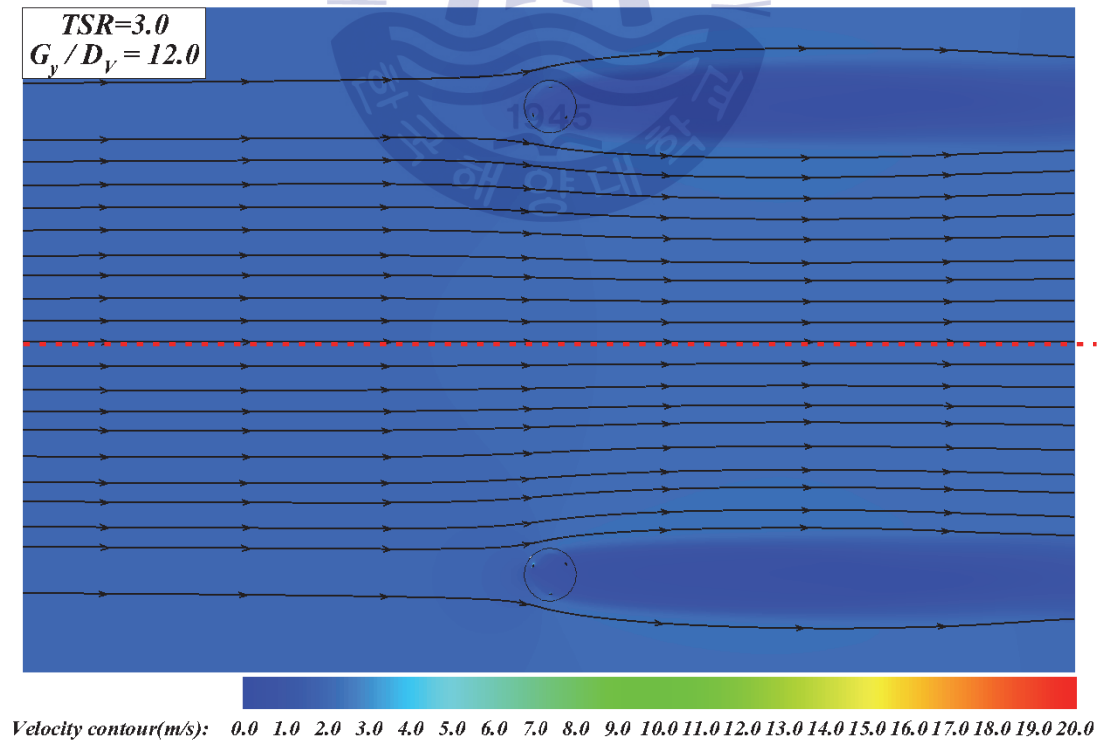
(a) $G_y/D_V=2.0$



(b) $G_y/D_V=4.0$



(c) $G_y/D_v=6.0$



(d) $G_y/D_v=12.0$

Fig. 4.4.5 Velocity contours as G_y/D_v

터빈과 터빈 사이의 유속 변화를 자세히 알아보기 위해 단독 터빈과 CRI $G_y/D_V=2.0, 4.0, 6.0$ 에 대해 터빈 전방 10배 지점에서 후방 2배 지점까지 터빈간 거리의 중심에서의 x축 방향의 속도를 유입속도로 무차원하여 비교하였으며, 단독 터빈은 CRI $G_y/D_V=2.0$ 일 때의 유속과의 비교를 위해 터빈 중심에서 측방향으로 1배 떨어진 지점에서의 유속을 나타내었다(Fig. 4.4.6). 단독 터빈인 경우 측방향에서의 유속이 터빈의 중심지점을 기준으로 속도는 약 -8~8%의 변화를 보이고 있는데, 이는 터빈의 후류와 유속이 만나게 되면서 다소 증가되는 것으로 판단된다. CRI $G_y/D_V=2.0$ 은 단독 터빈에 비해 유속 변화가 더 큰 것을 알 수 있고, -14.6~14.5%의 변화폭을 가지며, 터빈간 거리가 증가함에 따라 그 기울기가 감소하는 확인할 수 있었다.

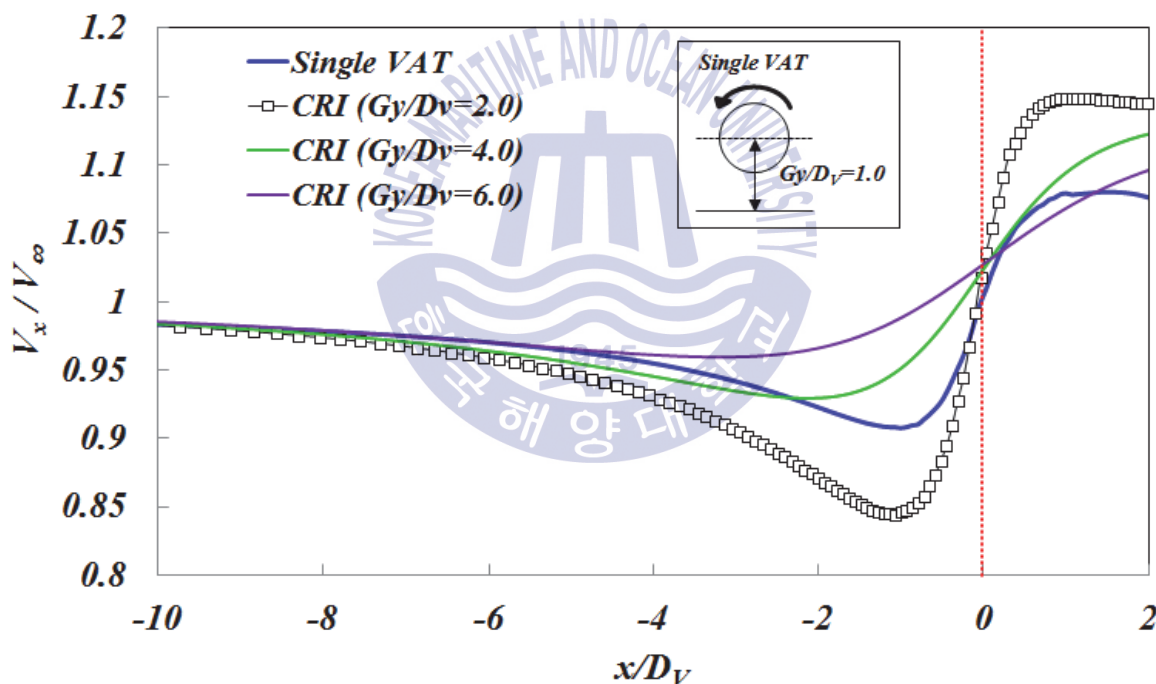


Fig. 4.4.6 Comparison of V_x/V_∞ at longitudinal centerline between turbines for CRI cases

CRI case에 대한 결과를 바탕으로 CR과 CRO case에 대해서도 $TSR=3.0$ 에서 $G_y/D_V=2.0\sim 6.0$ 범위에서 성능 변화를 알아보았다. Fig. 4.4.7은 G_y/D_V 에 따른 평균동력계수를 나타낸 것인데, CR과 CRO인 경우에도 동일하게 거리가 증가함에 따라 효율이 감소하는 것을 알 수 있었고, 세 case 중에서는 CRI가 가장 효율

이 좋은 것을 확인하였으며, 전반적으로 듀얼 수직축 터빈의 성능이 단독 터빈 성능보다 유리함을 확인할 수 있었다.

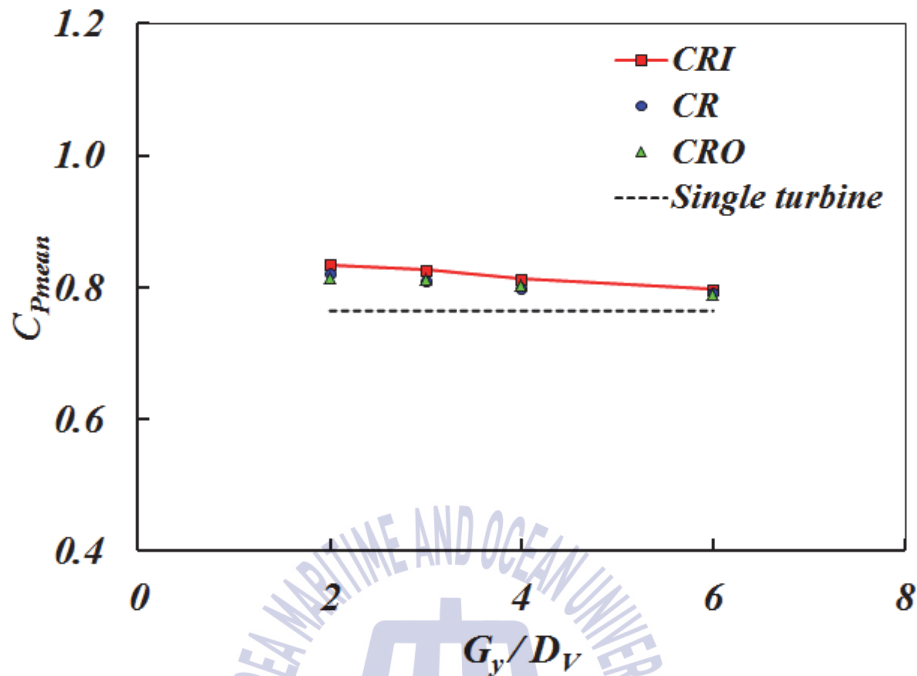


Fig. 4.4.7 Comparison of C_{pmean} as G_y/D_V

4.5 결론

수평축 터빈과 수직축 터빈을 대상으로 인접한 터빈에 따른 성능변화를 알아보기 위해 3차원 수평축 터빈과 2차원 수직축 터빈의 수치해석을 수행하였다. 수평축 터빈은 격자수가 약 5,400,000개 정도로 상당히 많지만, 터빈 주위 유동이 정상 특성을 가지므로 MRF 모델을 이용하여 터빈을 회전시켜 하나의 TSR을 계산하는 데 약 4시간 정도 소요되는 반면, 수직축 터빈은 격자수가 작지만, 유동의 비정상 특성으로 인해 SMM을 사용해야 하므로 상대적으로 많은 계산시간이 요구되었다.

수평축 터빈과 수직축 터빈의 터빈간 간격에 따른 성능변화를 조사하였다. 수평축 터빈의 경우 터빈 간격이 터빈 직경의 1.25배 정도로 가까워지더라도 날개의 압력면과 흡입면의 압력차가 단독 터빈과 비교했을 때 큰 변화를 보이지 않았고, 그 결과 효율 변화는 그리 크지 않은 것을 알 수 있었다. 그러나 수

직축 터빈의 경우 터빈 간격이 가까워짐으로 인해 단독 터빈 성능 대비 최대 약 9%정도 크게 예측되었는데, 이는 터빈이 인접함에 따라 터빈과 터빈 사이의 유속이 증가함에 기인한 것으로, 터빈간 거리의 중심 지점에서의 속도를 비교한 결과 단독 터빈에 비해 유속변화폭이 약 1.82배 큰 것을 알 수 있었으며, 터빈 직경의 12배 이상 간격이 멀어지면 그 영향이 사라지는 것을 알 수 있었다. 또한 수직축 터빈에 대해서 터빈 간격을 고정시킨 상태에서 반시계-시계방향, 반시계-반시계방향, 시계-반시계방향으로 회전시켜 회전방향만을 고려한 성능변화를 조사하였는데, 두 터빈이 반시계-시계방향으로 회전할 때, 세 가지 중 가장 효율이 유리함을 확인하였으며, 터빈 날개가 120도 지점에 도달했을 때 가장 큰 동력계수가 예측됨을 알 수 있었다. 그 원인으로는 토크가 가장 크게 발생하는 120도 지점에서 날개 압력면과 흡입면의 압력계수를 비교한 결과 leading edge부근에서의 압력차가 반시계-시계방향으로 회전하는 터빈이 가장 큰 것을 알 수 있었고, 이는 양력에 기여하는 정도가 가장 크다는 것을 알 수 있었다. 이러한 결과를 바탕으로 반시계-반시계방향, 시계-반시계방향으로 회전하는 터빈에 대해서도 터빈 간격에 따른 성능변화를 조사하였는데, 간격이 멀어짐에 따라 효율이 감소하고, 터빈 직경의 6배만큼 멀어지는 경우 회전방향과 무관하게 유사한 효율을 보였다. 이와 같이 조류발전용 터빈을 가까이 배치할 경우 수평축 터빈은 간격보다는 후류에 대한 영향을 고려할 필요가 있고, 수직축 터빈에 대해서는 거리와 회전방향을 고려한 배치가 이루어져야 할 것으로 예상된다.

제 5 장 불균일 입구조건에의 조류발전용 터빈 적용

5.1 개요

신에너지 및 재생에너지 개발·이용·보급 촉진법'이 시행됨에 따라 대용량 발전사업자를 대상으로 총 생산전력의 일정 부분을 신·재생에너지를 이용하여 발전하도록 하고 요구수준에 미치지 못한 부족분에 대해 과징금을 부과하는 신 재생에너지 의무비율 할당제(RPS, Renewable Portfolio Standard)가 적용되고 있다. 이에 따라 500MW이상 발전설비를 운용하는 발전사업자는 신·재생에너지 원을 이용한 발전설비를 갖추어야 하므로 태양광, 풍력, 조류, 온도차, 소수력 등의 다양한 에너지원을 이용한 발전시스템을 가동하거나 구축을 계획하고 있다. 이와 더불어 총 전력생산량에서 신·재생에너지 발전 의무량을 달성하고 그 비율을 높이기 위해서는 신·재생에너지를 이용한 발전 설비를 갖추어야 하는 실정이다. 또한, 국내 화력 및 원자력 발전소들은 신·재생에너지 발전 의무량을 달성하는 것뿐만 아니라 발전 시스템의 냉각을 위해 막대한 양의 냉각수를 공급받아야 하므로, 해양에너지 자원을 이용하는 것은 반드시 필요하다 하겠다.

한편, 발전소들은 주로 해안가에 위치해 있어 발전 시스템 냉각을 위해 해수를 사용하는데, 그 양이 상당히 많고, 냉각 후에 배출될 때 냉각 후 배출되는 물의 온도는 표층부의 해수보다 높은 편이며, 그 양은 상당하다. 물론 발전소의 용량에 따라 다르지만, 국내 원자력 발전소의 경우 한 호기당 평균 50ton 정도의 유량이 일정 배수구를 통해 나오게 되고, 발전소 사정에 따라 배수로가 있는 경우 배수로를 따라 외해로 배출된다. 이 때, 일정한 배수구를 통해 빠져나오는 상당한 양의 온배수는 운동에너지 형태로 바뀌어 존재할 것임을 짐작할

수 있다. 또한, 이러한 온배수는 온전히 버려지게 되므로, 이를 회수하기 위해 운동에너지를 이용한 발전방식을 고려한 시스템을 적용하는 것은 매우 흥미로운 일인데, 그러한 사례로는 삼천포 화력발전소와 하동화력발전소가 있다. 삼천포 화력발전소의 경우 2008년에 20kW급 수평축 터빈을 배수로에 설치하여 시험 가동한 바 있고, 하동화력발전소의 경우 35kW급 헬리컬(Helical) 터빈시스템을 설치하여 가동한 바 있다(Fig. 5.1.1). 관련된 연구로 수치해석을 이용하여 터빈 설치로 인한 발전소 배수로 계통 영향에 대해 연구한 바가 있고, 수치해석 시 터빈 대신 다공매질(Porous medium)을 적용하였으며, 터빈의 위치나 배치에 따른 성능 변화는 연구하지 않았다(Kim & Kang, 2008). 또한, Song et al.(2014)은 온배수 운동에너지의 부존량을 이론적으로 산출하고 배수구 전방에 수직축 터빈을 개념설계하여 설치하는 방법을 제안함과 더불어 그에 따른 발전량을 예측한 바 있다.



Fig. 5.1.1 35kW-class VAT test in Hadong thermal power plant

전술한 바와 같이 발전소에서 사용된 상당한 양의 냉각수가 입구에서 배출되어 배수로를 따라 흐르게 될 경우 그 입구에서는 입구 폭방향으로 유속이 다른 불균일한 입구조건이 형성되고, 흐름이 진행되면서 유속이 점차 느려지는 유동 특성이 존재한다. 또한, 그 수로의 입구를 통해 온전히 버려지게 되는 운동에너지를 이용하여 발전하는 방식은 매우 흥미로운 일이며, 발전소 측면에서는 신·재생에너지 발전 의무량을 채우기 위한 발전시스템으로서 적용해볼 수 있으므로, 이러한 특성에 착안하여 배수로를 하나의 제한 수로로 가정하고, 그 수로의 입구에서 발생하는 불균일 입구 조건(Non-uniform inflow condition)에 조류

발전용 터빈을 배치하는 방법에 따른 성능 특성을 연구하고자 하였다. 또한, 수치해석은 불균일 입구 조건의 유동장 해석 및 그러한 유속 조건 하에 구동되는 터빈으로 구분하여 수행하였다.

5.2 불균일 입구조건

발전시스템 냉각 후 파이프를 통해 배수로로 유입되고, 그 입구에서의 흐름은 파이프 벽의 마찰로 인해 입구의 폭방향으로 속도가 다른 불균일 유입조건으로 제트류와 거의 유사한 유동 특성을 갖는다. 이에 대한 선행 연구에 대해 알아본 결과 Table 5.2.1에 나타난 것과 같이 다양한 방법으로 연구가 수행되었는데, 실험과 2차원 경계층 이론식을 이용하여 주로 출구로부터 배출되는 제트류의 유속 프로파일(Velocity profile)을 얻고자 하였다. Tollmien et al.(1926)은 Prandtl이론식을 이용하여 자유 제트 경계문제를 해석하였고, Kuethe et al.(1935)은 원형 제트 출구 근처의 속도 프로파일을 수치해석기법을 이용하여 예측하고자 하였으며, Liepmann et al.(1947)은 열선 유속계를 이용하여 제트 출구 근처의 난류 맥동을 계측하고자 하였다. Faris et al.(1963)은 실험과 Cole의 2차원 경계층 후류 법칙(Cole's wake law)을 이용하여 난류 축대칭 제트의 동반이행(Entrainment) 특성을 파악하고자 하였다. Kwon and Seo(2005)는 PIV(Particle Image Velocimetry)를 이용하여 레이놀즈수 177~5,142 범위에 따른 제트류의 단면 속도분포, 중심 속도 감소 등을 조사하기 위한 연구를 수행하였고, Fig. 5.2.1에 나타난 것과 같이 원형 제트류의 영역을 유동형성영역(Zone of flow establishment)과 유동후류영역(Zone of established flow)으로 구분하였고, 유동형성영역은 출구속도가 x축 방향 위치에서의 중심부 속도와 같은 영역까지를 의미한다.

이러한 특성을 갖는 불균일 입구조건에서 구동되는 터빈의 특성을 조사하기 위해 기본적인 불균일 입구조건에 대한 수치해석 검증, 원자력 발전소의 입구 속도 조건을 기반으로 한 수치해석, 그 조건하에 구동하는 터빈 성능 및 발전량 예측 순으로 수치해석을 수행하였다.

Table 5.2.1 Summary of previous studies for jet flow

	Key research topics
Tollmien et al. (1926)	<ul style="list-style-type: none"> Theoretical analysis of turbulent jet mixing by Prandtl's mixing length theory (two-dimensional problems of the free jet boundary)
Kuethe et al. (1935)	<ul style="list-style-type: none"> Development of approximate method for computing the profiles near the exit of a round jet
Liepmann et al. (1947)	<ul style="list-style-type: none"> Measuring turbulent fluctuations using hot wire anemometer
Faris (1963)	<ul style="list-style-type: none"> Entrainment properties of a turbulent axi-symmetric jet by experiments and Cole's wake law(two-dimensional boundary layers)
Kwon and Seo (2005)	<ul style="list-style-type: none"> The behavior of a non-buoyant circular water jet discharged from a contraction nozzle Investigation of mean velocity results as Reynolds number using PIV

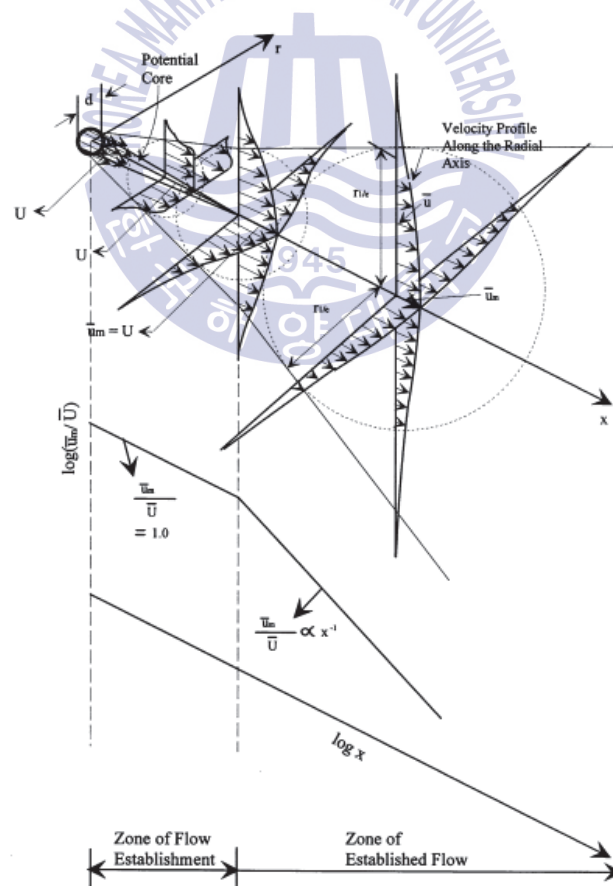


Fig. 5.2.1 Schematic diagram of the round pure jet, Kwon and Seo(2005)

불균일 입구조건 하에서 구동되는 터빈 성능을 조사하기에 앞서 터빈이 없는 경우에 대한 수치해석 및 검증을 수행하였다. 통상 조류발전용 터빈은 유입되는 흐름이 균일한 조건에서 구동되기 때문에 유입조건에 대한 별다른 고려를 하지 않아도 되지만, 불균일 입구조건 하에서 구동되는 터빈에 대한 성능을 조사하기 위해서는 속도분포를 갖는 유입조건을 고려해야 하므로, 유입류에 대한 기본적인 검증이 필요하다. 또한, 제한된 입구에서 나오는 제트류는 압축 노즐과 파이프에서 나오는 경우 다른 속도분포를 가지는데, Kwon and Seo(2005)에 따르면, 압축 노즐을 통해 나오는 제트류는 입구 근처에서는 입구 직경의 중심에서 반경방향에 따라 탑햇(Top hat)의 형상을 띠는 거의 일정한 속도 프로파일을 보이지만, 파이프를 통해 빠져나오는 흐름은 완전 발달된 난류 속도 프로파일에 거의 근접한다(Xu and Antonia, 2002; Fox and McDonald, 1994). 원자력 발전소 플룸의 유입구는 사각단면의 파이프 형태로 되어 있으므로, 공히 수치해석시 유입은 난류 속도 프로파일을 갖는 속도분포 조건으로 수행해야 한다. 따라서 검증을 위해 Kwon and Seo(2005)와 Xu and Antonia(2002)의 case에 대한 수치해석 결과를 검증하고, 난류 속도 프로파일을 갖는 속도분포 유입조건(w/ profile)과 균일한 조건(w/o profile)에 대한 결과를 비교해보았다.

난류 속도프로파일을 유입 조건으로 적용하기 위해서 식 (5.1)에 나타낸 1/7th power law profile을 이용하였고, 여기서 하첨자 y 는 반경방향 위치이고, R 은 유입구 반경, U_{\max} 는 중심에서의 최고 속도를 말한다.

$$\frac{U_y}{U_{\max}} = \left[1 - \frac{y}{R}\right]^{(1/7)} \quad (5.1)$$

불균일 입구조건에 대한 수치해석은 2차원으로 수행하였고, 전체 계산 영역의 크기는 Fig. 5.2.3과 같이 유입구로부터 상방향으로 $10D_F$, 하방향으로 $15D_F$ 만큼 구성하였다. 유입 및 유출 조건은 Velocity inlet과 Pressure outlet 조건을 부여하였고, 난류모델은 $k-\omega$ SST모델을 사용하였으며, 계산조건을 Table 5.2.2에 기술하였다.

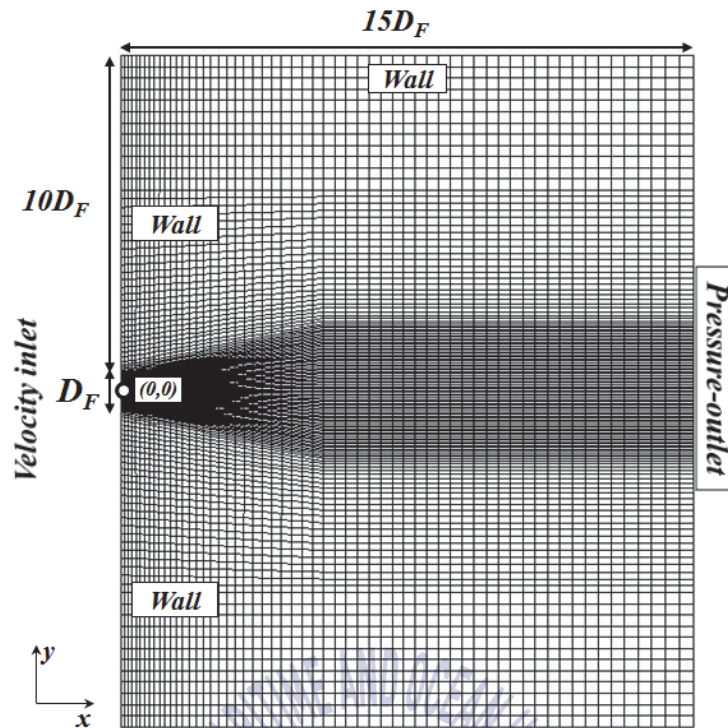


Fig. 5.2.2 Grid system and boundary conditions for validation of non-uniform inflow

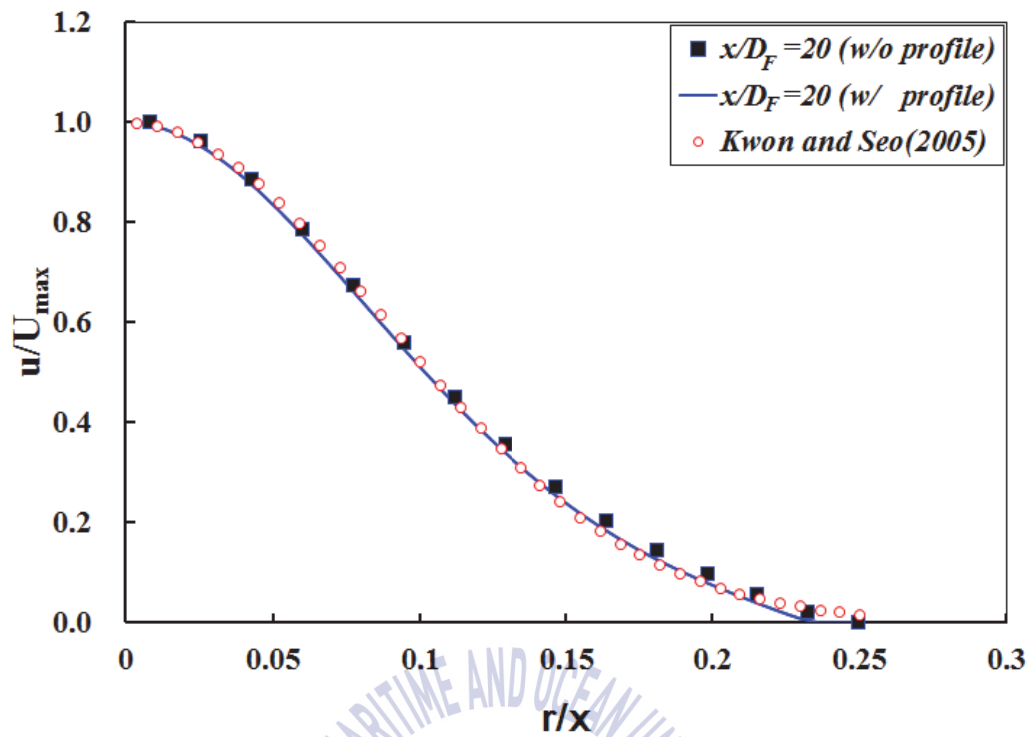
Table 5.2.2 Calculation conditions for validation of non-uniform inflow, Kwon and Seo(2005)

Designation	Symbol	Value
Fluid		Water(no gravity)
Fluid status		Two-dimensional Steady(RANS model)
Turbulence model		k- ω SST
Inlet diameter(m)	D_F	2.5
Reynolds number	Re	5.0×10^6
Maximum velocity(m/s)	U_{\max}	2 (w/o profile)
		2.196 (w/ profile)

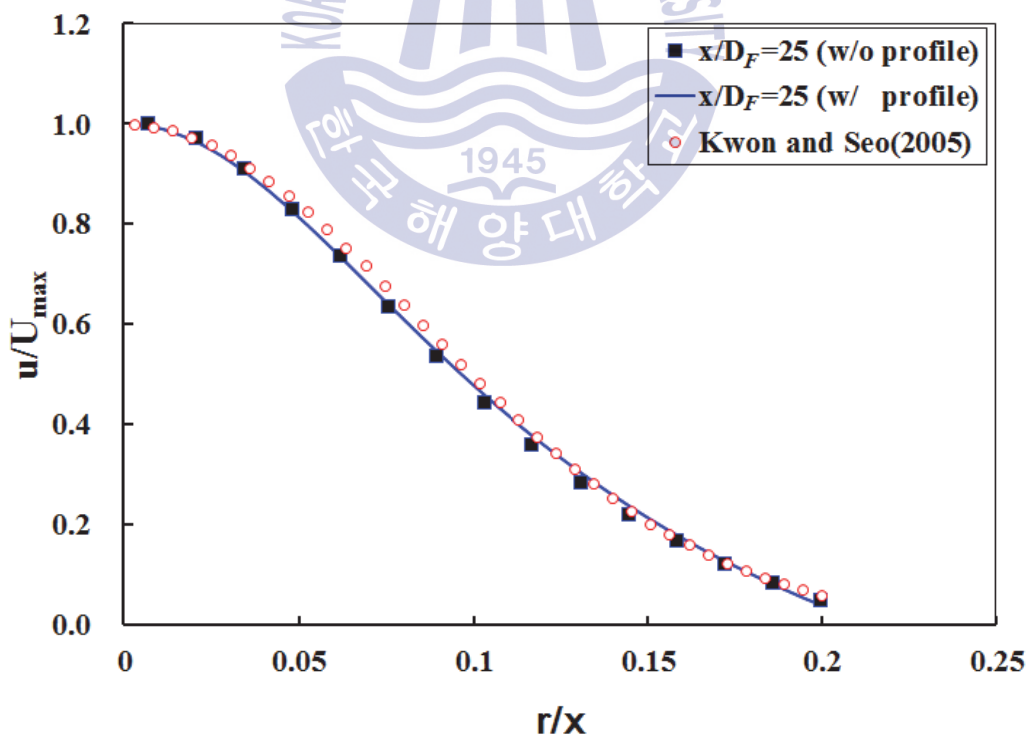
결과 비교를 위해 Kwon and Seo(2005)가 제안한 속도분포 이론식인 식 (5.2)를 이용하였고, $x/D_F=20$ 과 25에서의 속도분포를 비교하였으며, 식 (5.2)의 r 은 반경방향 위치를 의미하는 것으로, 2차원 결과에서는 y 축 방향의 위치를 의미하며, k_u 는 Gaussian shape 상수이며, 선행 연구결과들에 따르면 55~100범위를 가진다.

$$\frac{\bar{u}}{u_m} = \exp[-k_u (r/x)^2] \quad (5.2)$$

속도분포 이론식과 속도분포 유입조건과 균일 조건에 대한 수치해석 결과를 Kwon and Seo(2005)의 연구결과를 토대로 입구로부터 입구 직경의 20, 25배 떨어진 지점인 $x/D_F=20, 25$ 에서 반경방향에 따른 속도를 각 지점에서의 최고 유속으로 무차원한 속도 프로파일을 비교하였고, 그 결과 속도분포 유입조건과 균일 조건 두 경우 모두 이론식과 거의 유사하게 나타남을 알 수 있었다(Fig. 5.2.3). 그러나 입구 근처에서의 속도 프로파일 결과는 상당히 다름을 알 수 있었다(Fig. 5.2.4). $x/D_F=0.5\sim4.0$ 까지의 속도 프로파일을 비교한 결과 w/o인 경우 w/ 보다 반경방향의 속도가 훨씬 큰 것을 알 수 있었고, $x/D_F=2.0$ 에서는 무차원 속도가 1.0이하인 것을 확인할 수 있는데, 각 지점에서의 최고 속도를 무차원한 값이 1.0인 영역까지가 유동형성영역임을 고려하면 w/ 인 경우는 유동형성영역이 $x/D_F=2.0$ 이하, w/o인 경우는 $x/D_F=4.0$ 이하의 영역까지임을 알 수 있다. 이는 유입구로부터 흘러나오는 불균일 유입조건 문제는 유입속도가 균일한 경우와 속도 프로파일을 적용하는 경우 속도 프로파일이 거리에 따라 상당히 달라지므로, 수치모델링시 유의해야 한다는 것을 알 수 있으며, 이로 인해 터빈의 성능이 상이해질 수 있음을 시사한다.

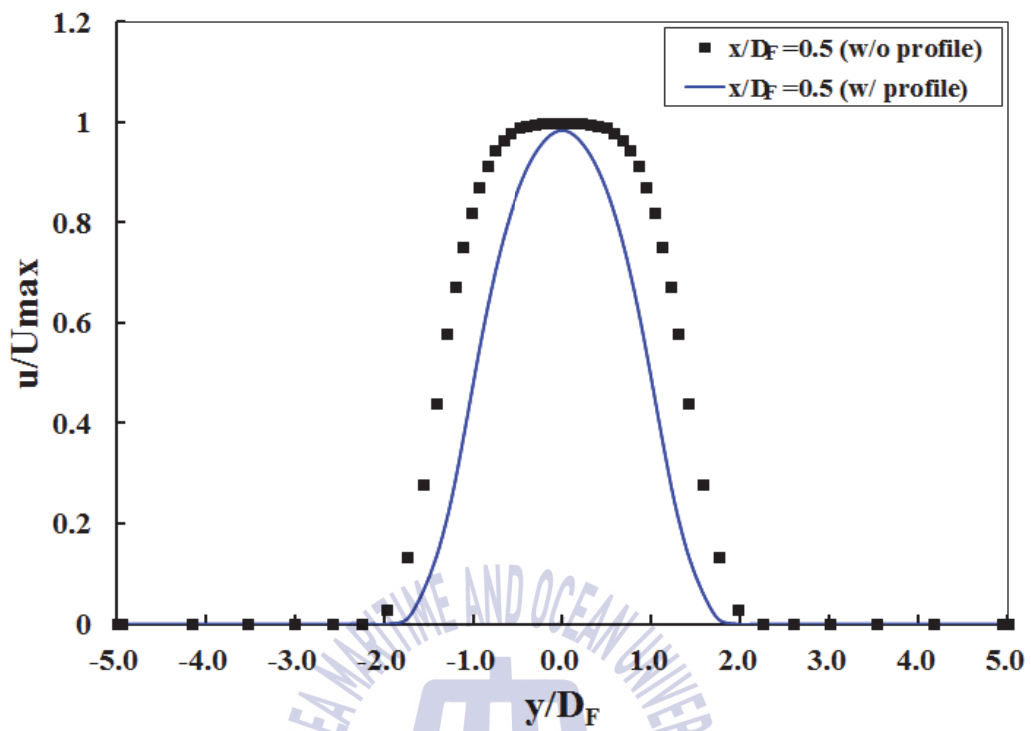


(a) $x/D_F = 20$

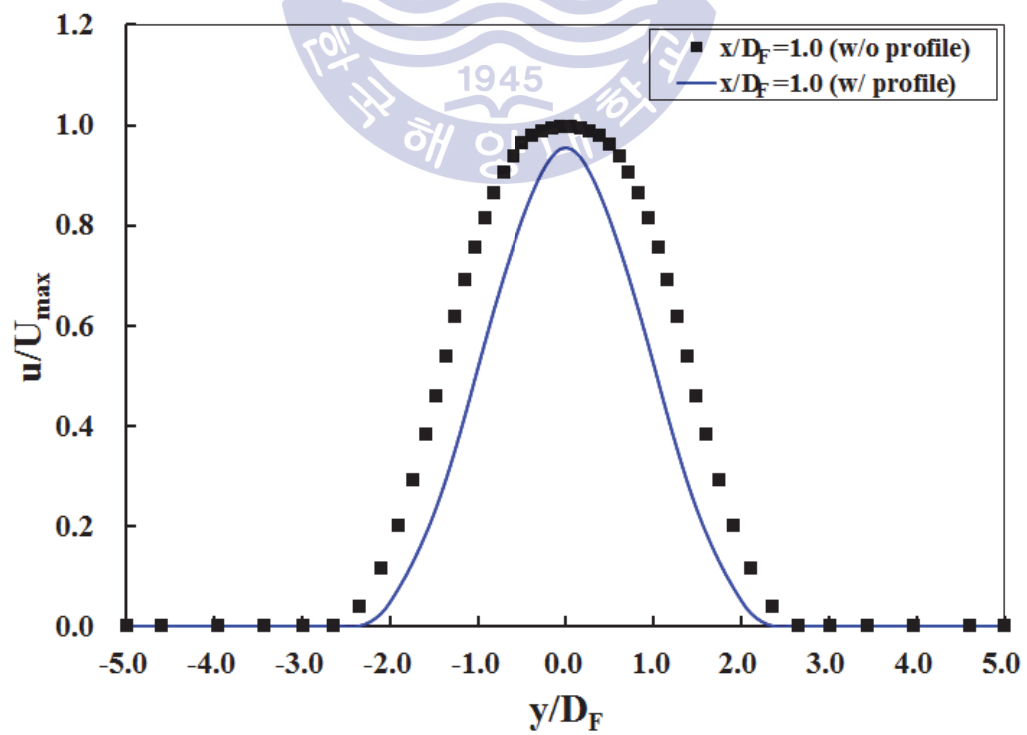


(b) $x/D_F = 25$

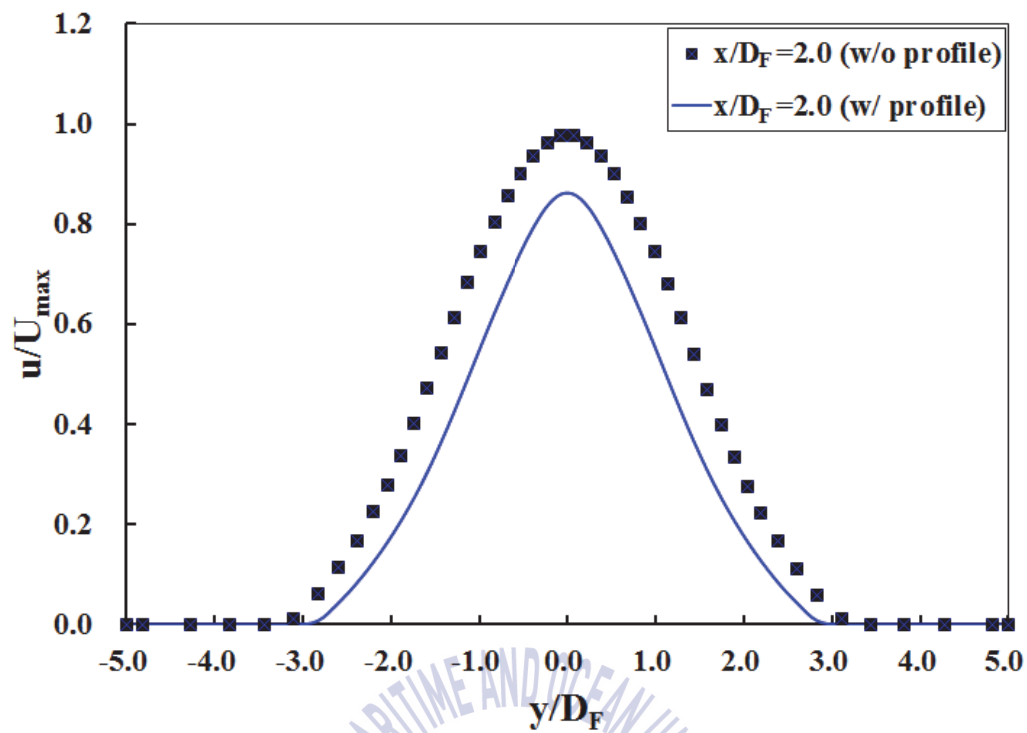
Fig. 5.2.3 Comparison of u/U_{\max} between w/ and w/o profile at $x/D_F = 20, 25$



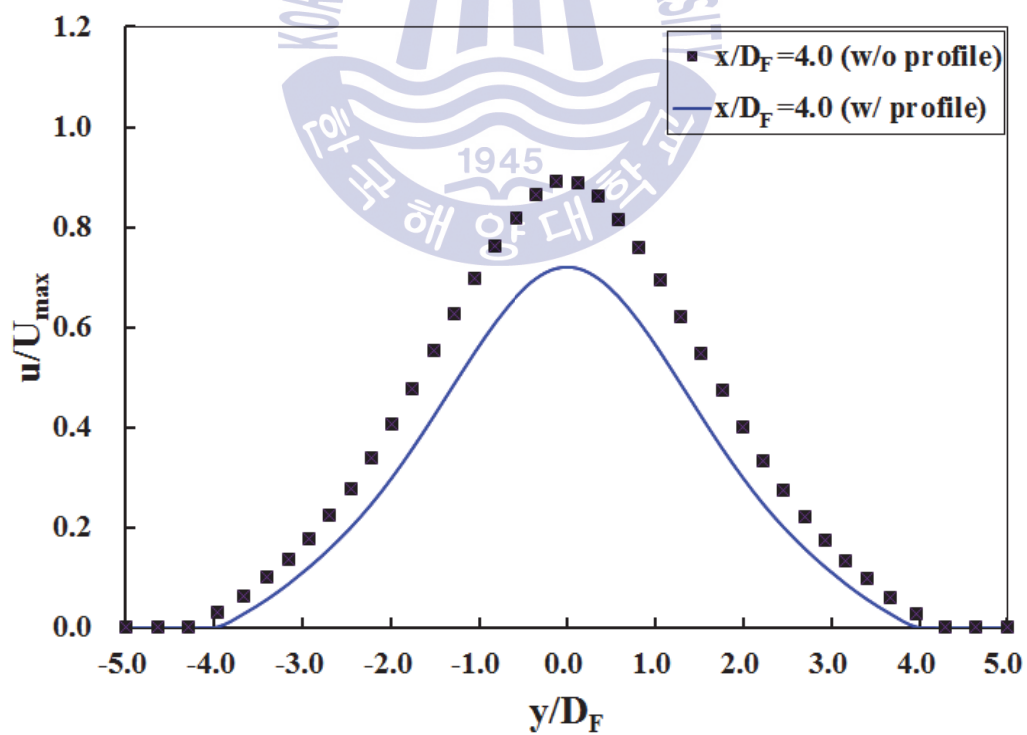
(a) $x/D_F = 0.5$



(b) $x/D_F = 1.0$



(c) $x/D_F=2.0$



(d) $x/D_F=4.0$

Fig. 5.2.4 Comparison of velocity profiles between w/ and w/o profile at $x/D_F=0.5, 1.0, 2.0, 4.0$

전술한 바와 같이 유입되는 속도분포의 정확성에 따라 터빈의 성능이 달라지므로, 유입류에 대한 좀 더 신뢰성 있는 검증을 하기 위해 출구 근처의 속도분포 실험 결과가 있는 Xu and Antonia(2002)의 조건을 토대로 수치해석을 수행하였고, 격자의존도(Grid-dependency)를 알아보기 위해 성긴 격자(Coarse grid)로부터 조밀 격자(Fine grid)까지 격자수를 2배씩 증가시켜 결과를 비교하였고, 총 격자수는 성긴 격자는 3,978개, 중간 격자는 7,840개, 조밀 격자는 15,444개로 구성하여 각 결과를 실험값과 비교하였다. Fig. 5.2.5는 $x/D_F=3.0$ 에서의 속도프로파일을 실험결과와 비교한 것으로 성긴 격자에서 조밀 격자로 갈수록 실험과 잘 일치하는 것을 알 수 있었는데, 격자가 증가함에 따라 $y/D_F=0$ 즉, 중심에서의 속도가 실험결과에 근접하며, -1에서 1까지의 프로파일 폭이 좁아지면서 실험결과에 가까워지는 것을 확인하였다.

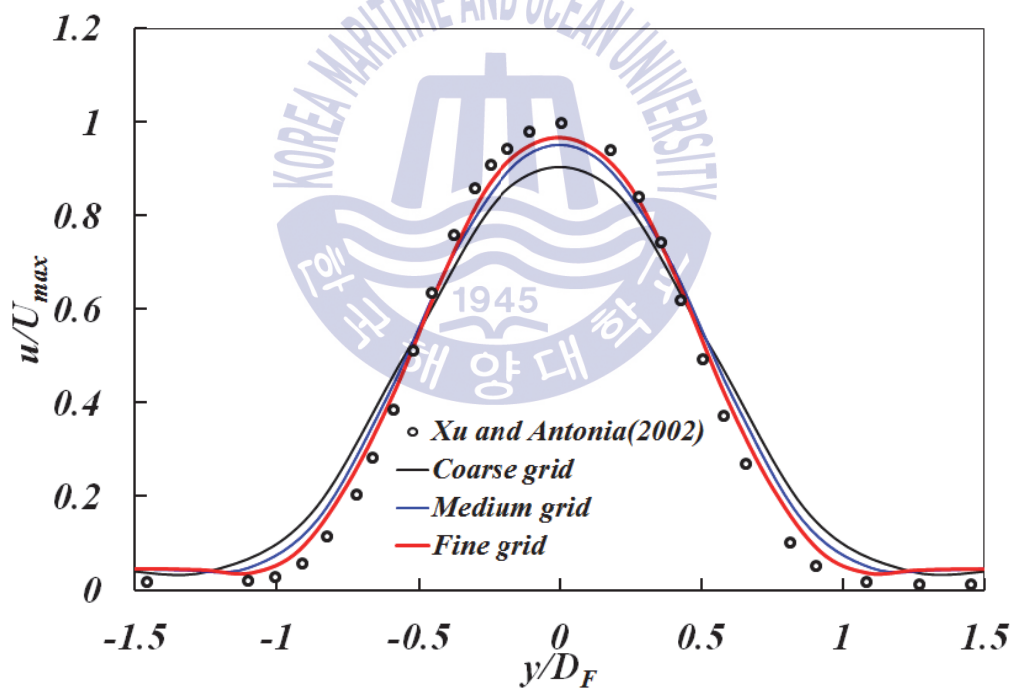


Fig. 5.2.5 Comparison of velocity profiles between Xu and Antonia result and present CFD at $x/D_F=3.0$

5.3 불균일 입구조건 수치해석 및 터빈 적용

Song et al.(2014)에 의하면 발전소는 발전시설 냉각을 위해 해수를 사용하고 그 온배수를 수중 입구(Inlet)을 통해 배출시키고, 발전 시설에 따라 2개 혹은 4개의 인접한 입구가 존재하며, 약 300m정도 되는 방수로(Discharged channel)를 통해 외해로 빠져나가게 된다. 이러한 발전소의 특성을 고려하여 발전소 입구부터 방수로 전체를 하나의 제한수로 가정하고, 원자력 발전소의 형상을 단순화하여 Fig. 5.3.1과 같이 직사각형 형태의 대상 영역을 정하였으며, 전체 영역은 길이방향으로 입구 직경의 120배, 폭방향으로 16배에 해당한다.

입구 주변에 배치하는 터빈은 수평축, 수직축 터빈 둘 다 적용할 수 있는데, Fig. 5.3.2는 입구 단면에 입구 직경과 동일한 크기를 갖는 수평축 터빈을 배치 예시를 나타낸 것이고, Fig. 5.3.3은 직접 3차원 CAD 모델링으로 착저식 수직축 터빈 시스템의 예시를 나타낸 것이며, 실제 계산은 자유수면, 바닥의 영향 등은 고려하지 않고, 불균일 입구조건만 적용하였다.

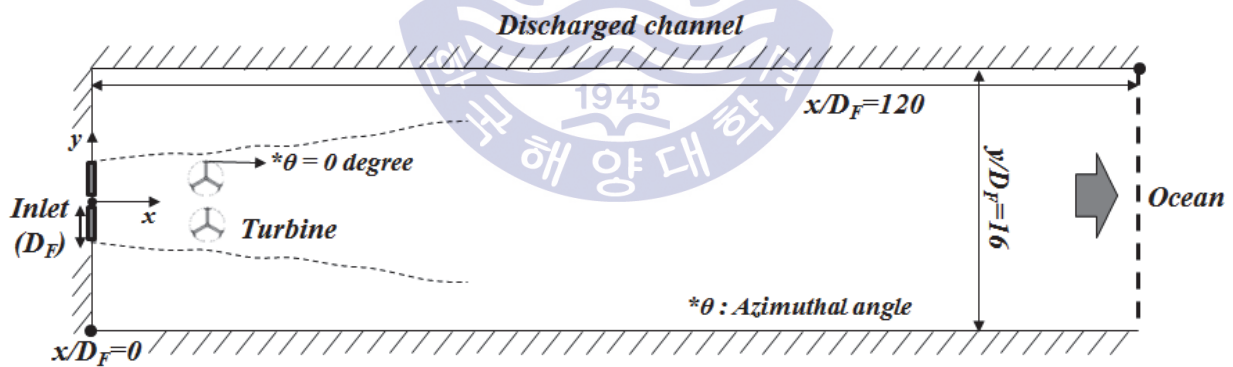


Fig. 5.3.1 Schematics of discharged channel with VATs (2-D)

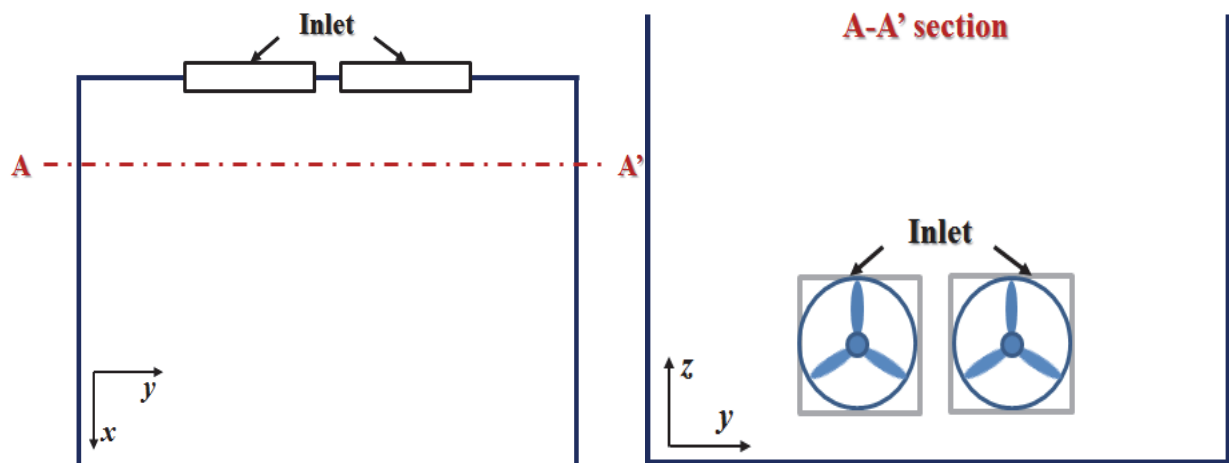


Fig. 5.3.2 Example of HATs' application around inlet

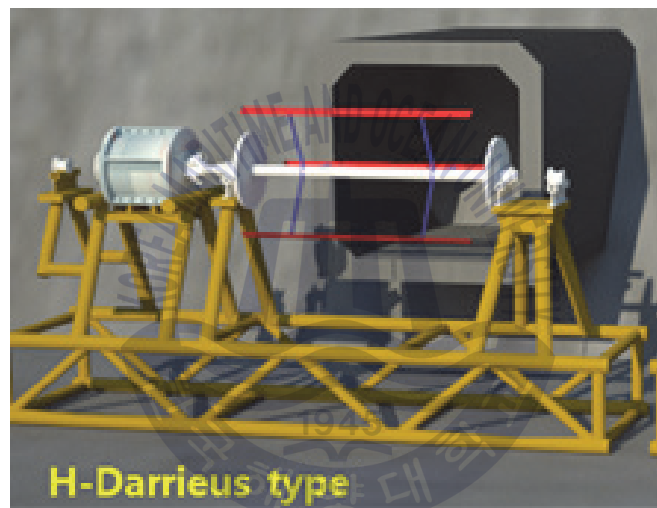
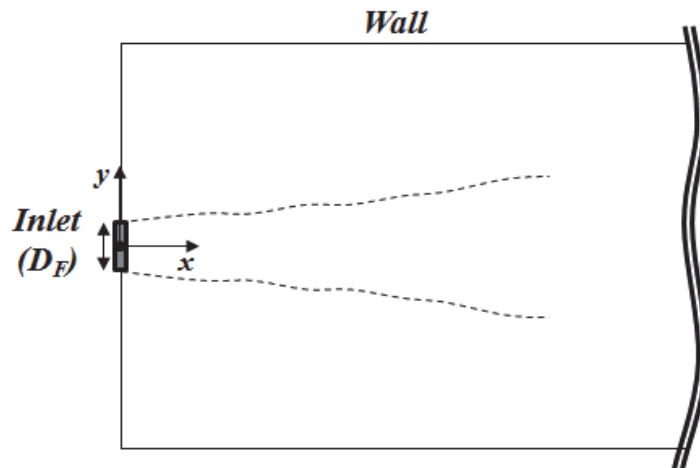
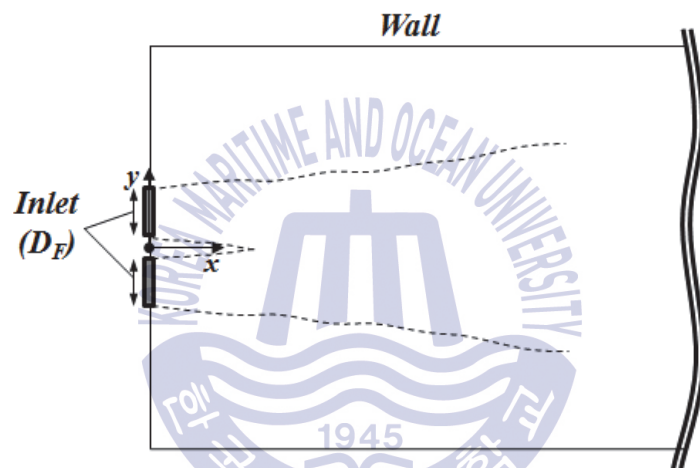


Fig. 5.3.3 Example of VATs' application around inlet

입구의 개수에 따른 유동 특성을 알아보기 위해 Fig. 5.3.4와 같이 두 가지로 나누었는데, 입구가 하나인 경우를 Case I, 두 개인 경우를 Case II로 구분하였고, 각각 수치해석을 수행하였다.



(a) Case I



(b) Case II

Fig. 5.3.4 Inlet conditions

앞서 수행한 격자의존도 평가 결과를 바탕으로 Case I과 Case II에 대해 유속 2m/s인 속도 프로파일 조건으로 2차원 수치해석을 수행하였다. Fig. 5.3.5는 입구로부터 거리가 증가함에 따른 각 위치(x/D_F)에서의 속도 프로파일을 비교한 것으로, Case I, II에 대한 결과를 나타내었으며, 반경방향의 속도(u)를 입구 중심에서의 최고 속도(U_{max})로 무차원한 속도비(u/U_{max})로 나타내었다. Case I의 경우 x/D_F 가 증가함에 따라 각 위치에서의 중심속도가 감소하여 입구로부터 16배 떨어진 지점에서는 u/U_{max} 가 62% 수준으로 감소함을 알 수 있었다. 또한, 터빈은 이러한 속도분포를 갖는 유속을 받게 되므로, 각 지점에 대해 터빈 디스크 면적으로 유입되는 속도분포를 평균한 속도를 조사해본 결과 $x/D_F=1.0$ 에서

1.83m/s, 2.0에서 1.72m/s, 4.0에서 1.65m/s임을 확인하였다. 통상 조류발전용 터빈 설계시 효율 및 발전량을 고려하여 최소 2m/s 정도의 유속에 설치하게 되지만, 불균일 입구조건인 경우 속도가 빠른 구간에 설치해야 하므로, $x/D_F=4.0$ 이후에서 중심에서의 u/U_{max} 가 1.0 이하로 감소하는 것을 감안하면, 터빈은 $x/D_F=4.0$ 범위 내에 배치하는 것이 적절할 것으로 판단된다. Fig. 5.3.5(b)는 Case II에 대한 결과로 입구 2개가 위치함에 따라 $y/D_F=0.0$ 에서 속도가 점점 증가하는 자기보존유동현상(Self-preservation)이 예측되었고, $x/D_F=16.0$ 에서는 폭 방향의 속도분포가 커지면서 u/U_{max} 는 약 0.79로 나타났으며, 각 입구의 속도가 하나로 모여져 마치 하나의 입구에서 발생하는 유입류가 되는 것을 확인하였다.



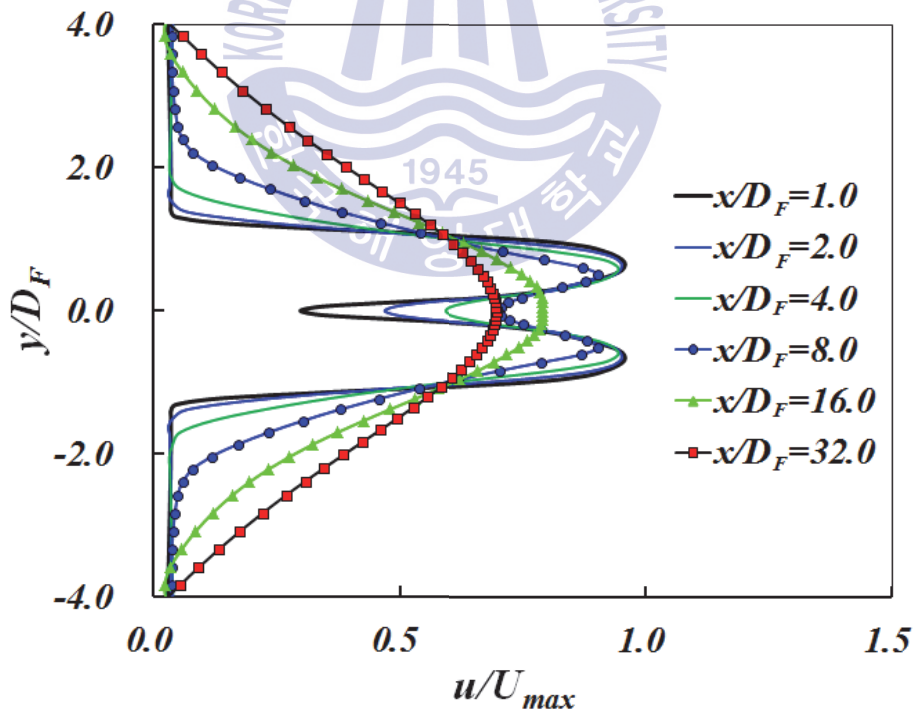
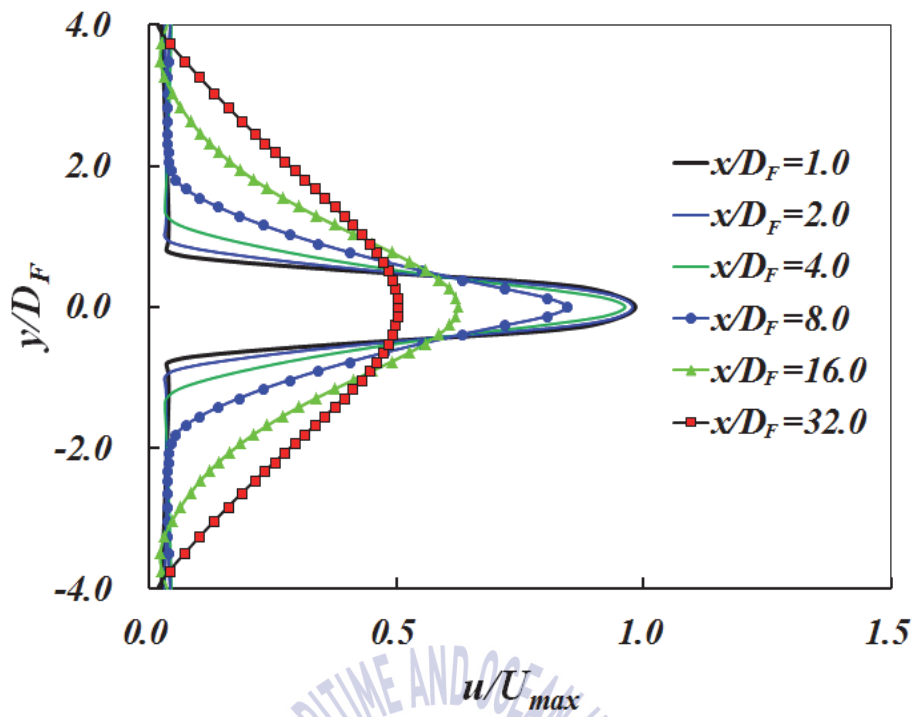


Fig. 5.3.5 Comparison of velocity profiles as various x/D_F 's for case I and II

유속 2m/s의 속도 프로파일 유입조건에서 수평축 및 수직축 터빈의 성능을 조사하기 위해 수치해석을 수행하였으며, 기 선정된 각 터빈의 크기는 입구 직경과 동일한 크기로 Scale-down하여 적용하였다. 일반적으로 조류발전용 터빈은 균일한 유속을 받는다는 조건 하에서 성능해석이 이루어지기 때문에 반경방향별로 속도가 다른 불균일 입구조건에서는 터빈 날개가 받는 토크는 다를 것이므로 입구로부터 거리에 따른 터빈의 성능을 평가할 필요가 있다.

수평축 터빈을 포함하는 3차원 계산영역을 Fig. 5.3.6에 나타내었고, 터빈은 입구로부터 터빈 직경의 1배 떨어진 지점에 위치한 경우이다. 전체 계산영역은 길이방향으로 터빈 직경의 20배, 폭방향으로 16배로 구성하였으며, 비회전영역은 정렬격자로 구성하였으며, 격자수는 비회전영역은 약 950,000개, 회전영역은 약 2,700,000개이다. 적색으로 표시한 영역은 입구를 나타낸 것으로 Velocity inlet을 주었고, 입구 부분의 다른 영역은 Wall 조건을 부여하였다. 외부경계조건은 아래 부분은 Wall, 나머지는 Symmetry조건을 주었고, 출구 조건은 Pressure-outlet을 부여하였다. 터빈의 회전은 MRF모델을 적용하였고, 입구로부터 떨어진 종방향 거리 즉, x/D_H 에 따른 성능을 예측하고자 하였으며, 계산조건을 Table 5.3.1에 나타내었다.

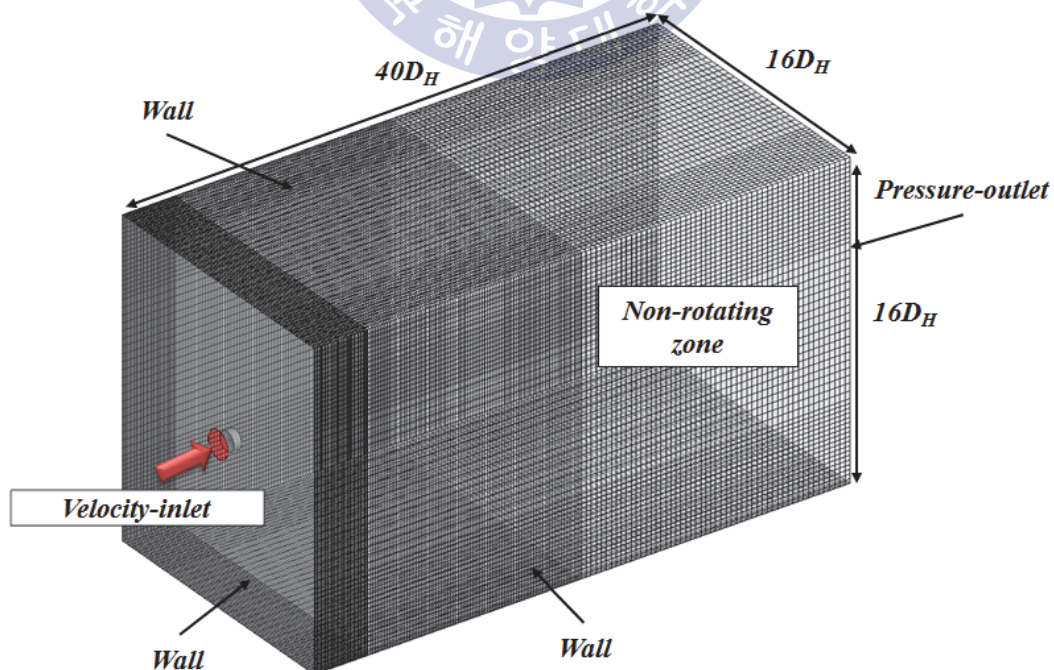


Fig. 5.3.6 Grid system and boundary conditions in fluid with HAT

Table 5.3.1 Calculation conditions for HAT on non-uniform inflow

Designation	Symbol	Value
Fluid		Water
Flow condition		Steady
Turbulence Model		$k-\epsilon$ realizable
Turbine rotating method		MRF
Inlet velocity (m/s)	V_∞	4.5
Inlet diameter (m)	D_F	2.5
Turbine diameter(m)	D_H	2.5
Gap ratio of turbine to inlet	x/D_F	1.0, 2.0, 4.0
Tip speed ratio (TSR)	λ	3 ~ 8

2차원 수직축 터빈의 성능해석을 위해 Fig. 5.3.7과 같이 격자를 구성하였다. 전체 영역의 크기는 수평축 터빈과 동일하게 구성하였고, SMM을 이용하여 비정상 해석을 수행하였다. 총 격자수는 약 62,000개로, 비회전영역은 30,000개, 비회전영역은 30,000개로 구성하였다. 입구와 터빈간 거리는 종방향 거리를 입구 직경으로 무차원한 거리비(Gap ratio of turbine to inlet) $x/D_F=1.0, 2.0, 4.0, 7.5$ 에서의 성능을 조사하였고, 터빈 직경에 따른 성능 차이를 알아보기 위해 터빈 직경을 입구 직경으로 무차원한 직경비(Diameter ratio of Turbine to inlet) $D_V/D_F=0.25, 0.5, 1.0, 2.0$ 인 각 터빈의 성능을 $TSR=3.0$ 에서 조사하였으며, 계산 조건을 Table 5.3.2에 나타내었다.

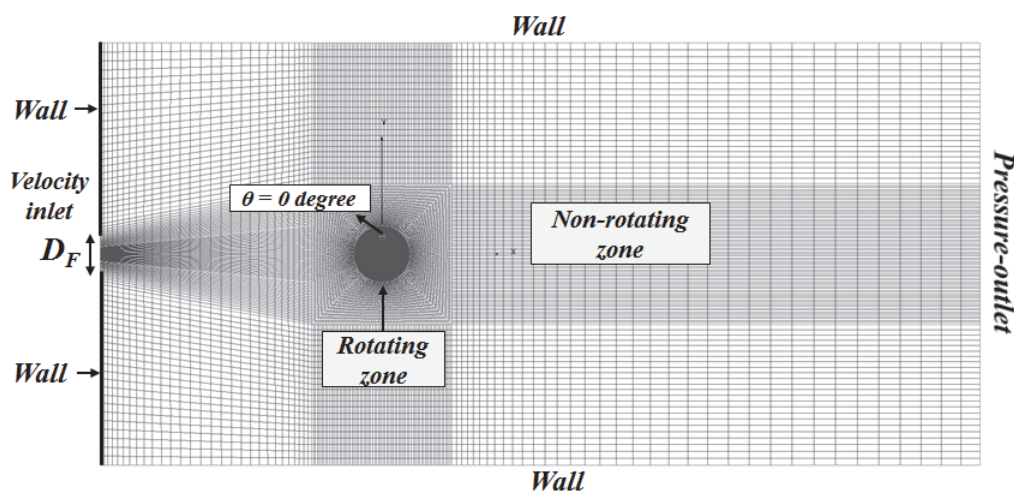


Fig. 5.3.7 Grid system and boundary conditions in fluid with VAT(2-D)

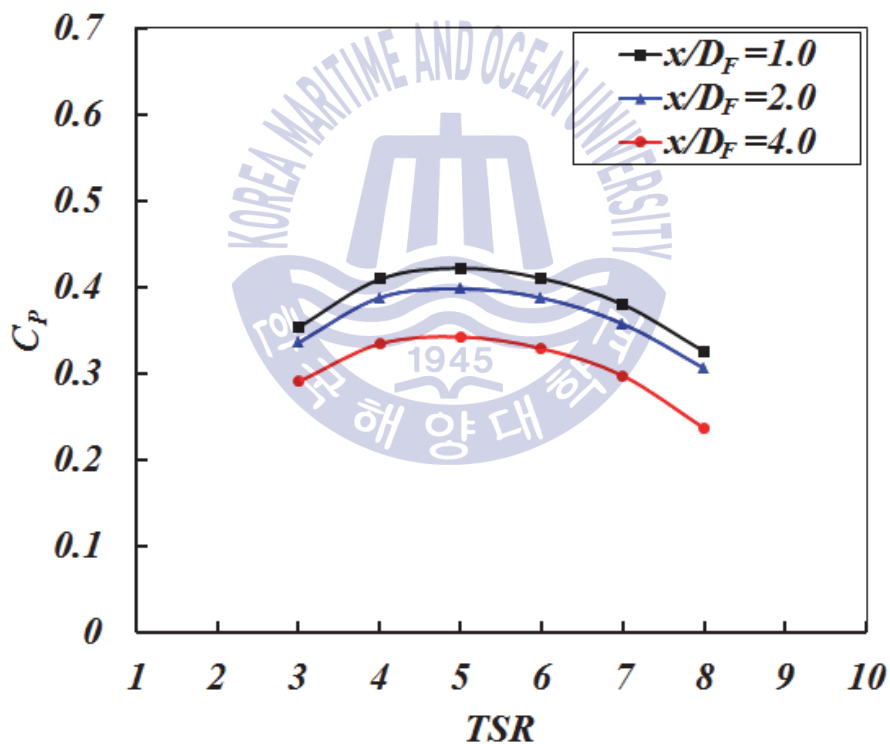
Table 5.3.2 Calculation conditions for VAT on non-uniform inflow

Designation	Symbol	
Fluid		Water (single phase flow)
Flow condition		Unsteady
Turbulence Model		$k-\omega$ SST
Turbine rotating method		SMM
Inlet velocity (m/s)	V_{∞}	2.0
Inlet diameter (m)	D_F	2.5
Diameter ratio of Turbine to inlet	D_V/D_F	0.25, 0.5, 1.0, 2.0
Gap ratio of turbine to inlet	x/D_F	1.0, 2.0, 3.0, 5.0, 7.5
Tip speed ratio (TSR)	λ	3.0

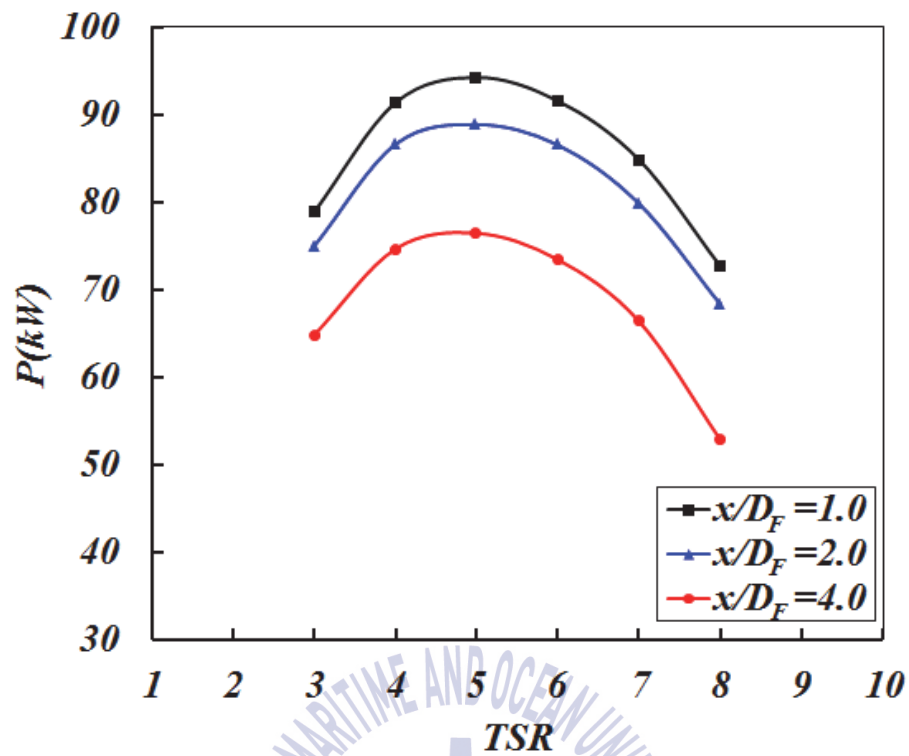


5.4 성능 결과

x/D_F 에 따른 수평축 터빈의 성능 및 발전량을 Fig. 5.4.1에 나타내었다. 전 TSR 구간에서 입구로부터 거리가 증가함에 따라 성능이 감소함을 확인하였고, TSR=5.0에서 성능의 차이가 가장 큰 것을 확인하였으며, 입구에서 멀어질수록 성능곡선이 shift되는 것을 확인할 수 있었다. 또한, TSR=5.0에서 효율은 약 0.42정도로, 약 94kW 정도의 발전량이 예측되었으며, $x/D_F=4.0$ 인 경우 발전량은 효율은 약 0.35로, 약 74kW 정도의 발전량이 예측되었다. Fig. 5.4.2는 x/D_F 에 따른 각 TSR의 성능을 나타낸 것인데, 거리가 증가함에 따라 거의 선형적으로 성능이 감소함을 확인할 수 있었다.



(a) Power coefficient



(b) Power

Fig. 5.4.1 C_p and power with respect to x/D_F 's for HAT

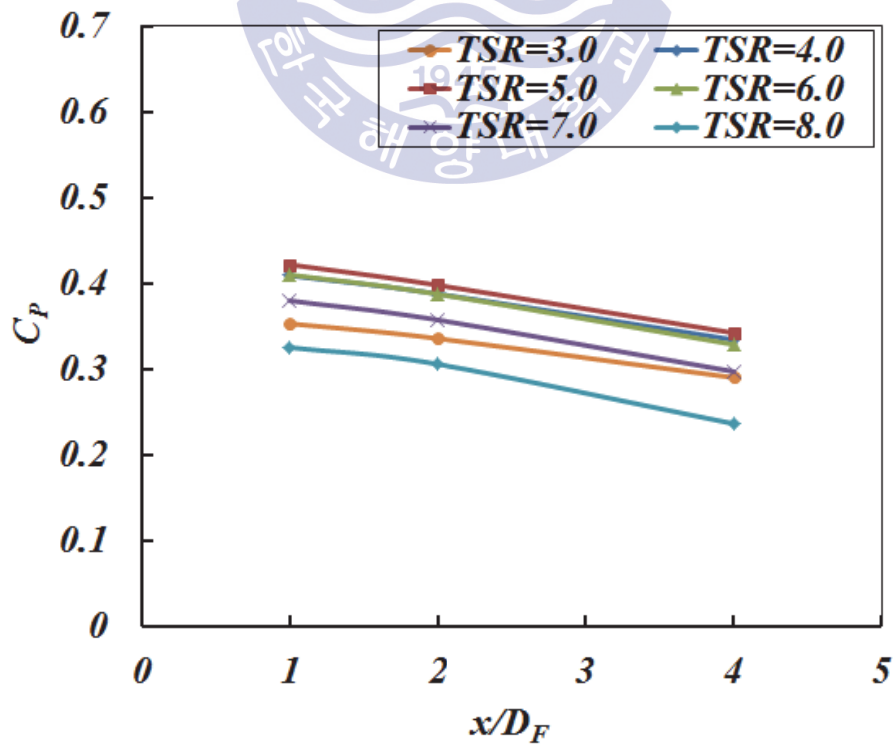


Fig. 5.4.2 C_p with respect to TSR as x/D_F 's for HAT

입구-터빈간 거리가 증가함에 따른 성능변화에 대한 원인을 조사하기 위하여 터빈 날개의 압력면과 흡입면의 압력분포를 Fig. 5.4.3과 같이 비교하였다. Fig. 5.4.3(a)의 좌측은 $x/D_F=1.0$, 우측은 $x/D_F=4.0$ 의 압력면의 압력분포를 나타낸 것으로 반경방향 0.5R지점의 trailing edge 부근의 압력이 다소 낮게 나타남을 알 수 있는데 반해, 흡입면의 압력분포를 나타낸 (b)에서는 좌측 $x/D_F=1.0$ 인 경우가 우측 $x/D_F=4.0$ 인 경우보다 leading edge 부근에서의 압력이 훨씬 낮게 나타남을 알 수 있었으며, 이는 거리가 증가함에 따라 압력면과 흡입면의 압력차가 작아지는 것에 기인하여 성능이 감소함을 알 수 있었다. 또한, $x/D_F=1.0$ 과 $x/D_F=4.0$ 에 터빈이 위치해 있을 때 터빈 후류의 속도분포를 각 지점으로부터 터빈 직경의 1배, 2배 떨어진 지점에서 비교하였다.(Fig. 5.4.5~6) 직경 1배 떨어진 지점에서는 $x/D_F=4.0$ 이 $x/D_F=1.0$ 에 비해 상당히 유속이 느려짐을 알 수 있고, 중심에서의 속도가 상당히 큰 유입류로 인해 터빈 허브 뒤편에서의 속도분포가 바깥쪽보다 좀 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 5.4.7은 $x/D_F=1.0$ 과 $x/D_F=4.0$ 에서의 날개 끝단 주위의 와류를 나타낸 것인데, 4.0에서는 1.0에 비해 와류가 다소 줄어드는 것을 알 수 있었는데, 통상 수평축 터빈의 성능을 향상시키는 일환으로 날개 끝단에 레이크(rake)를 주어 와류를 저감하는 방식이 있는데, 이러한 관점에서 볼 때, 날개 끝단에서의 와류 감소로 인한 성능 변화라기보다 거리가 증가함에 따라 터빈으로 유입되는 유속이 감소하게 되고, 그에 따라 와류의 크기가 줄어드는 것이라 판단된다.

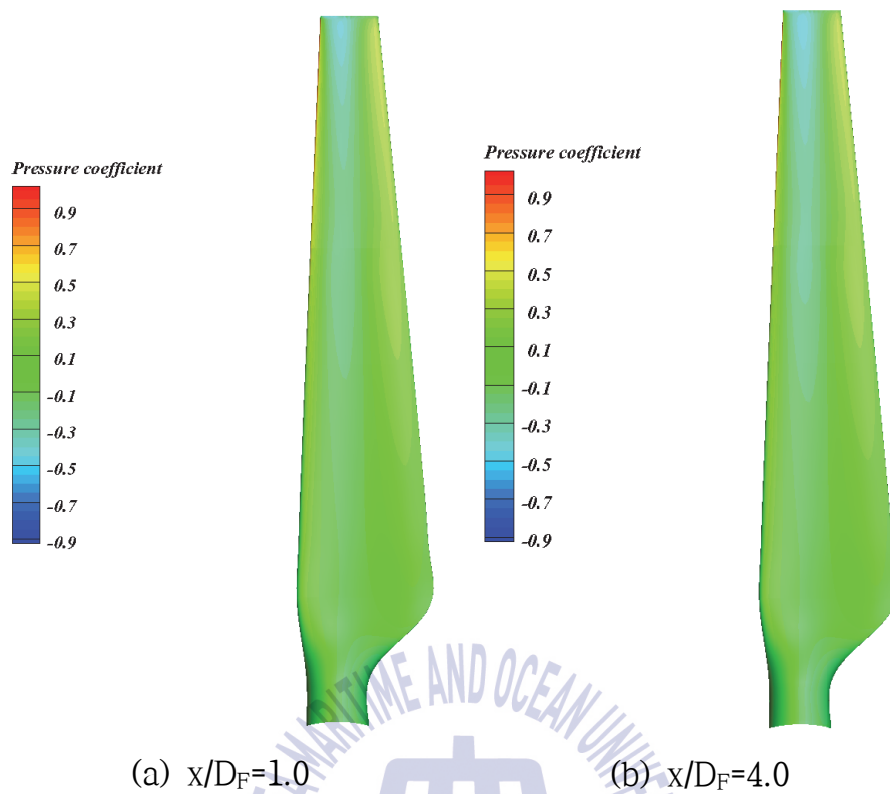


Fig. 5.4.3 Comparison of pressure contour on pressure side at $x/D_F=1.0$ and 4.0

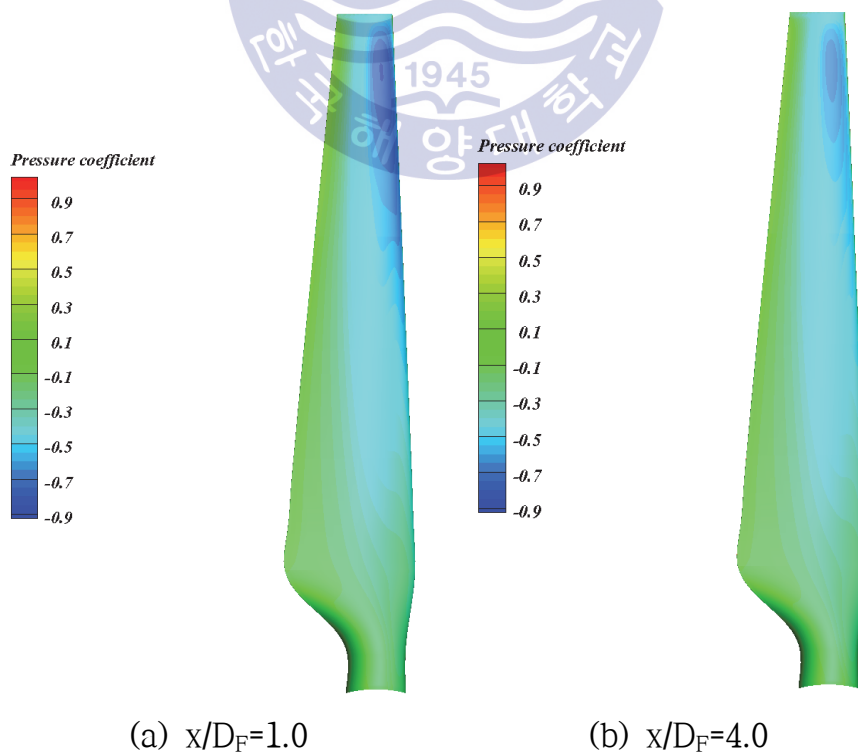
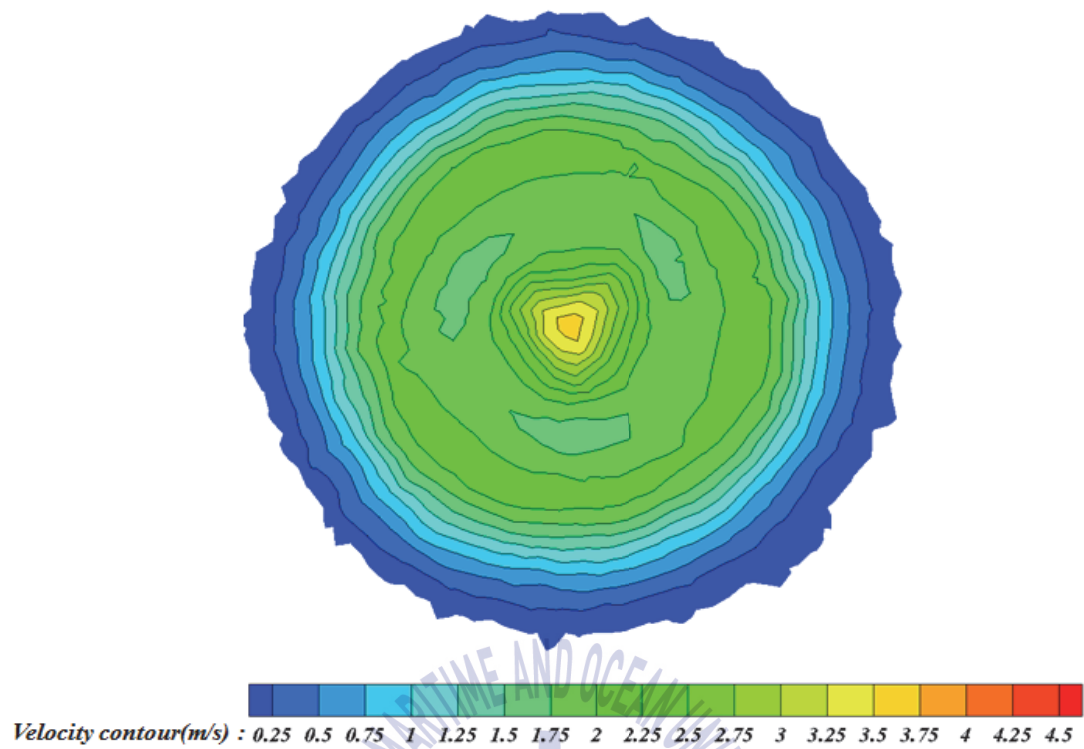
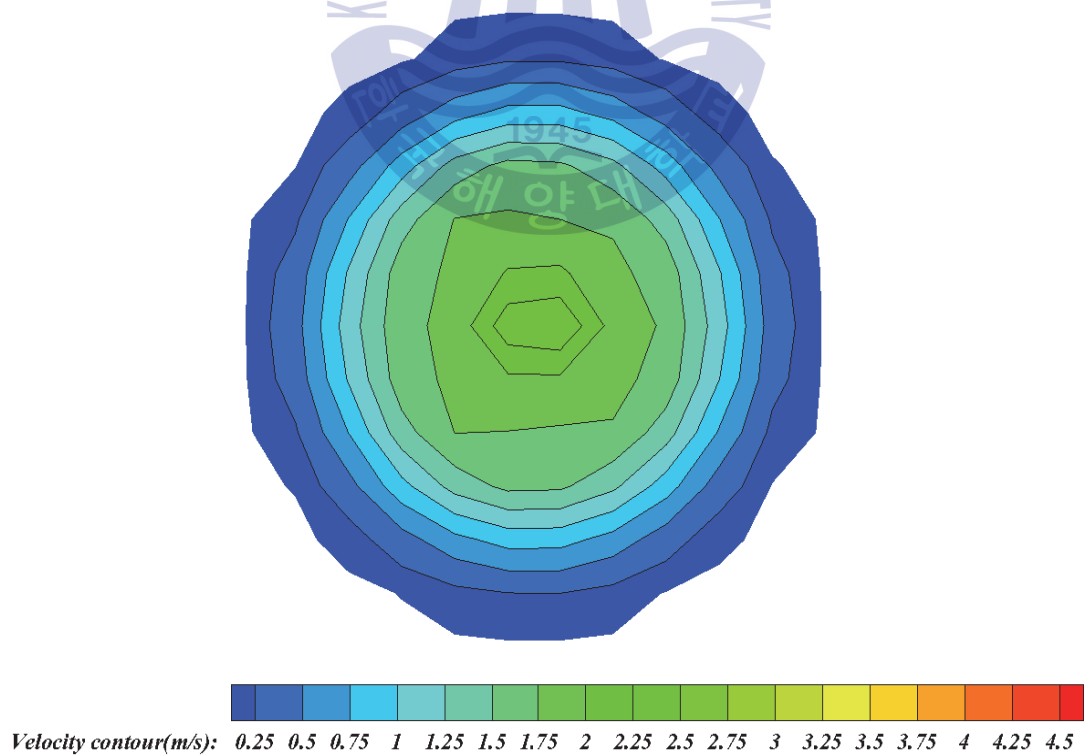


Fig. 5.4.4 Comparison of pressure contour on suction side at $x/D_F=1.0$ and 4.0

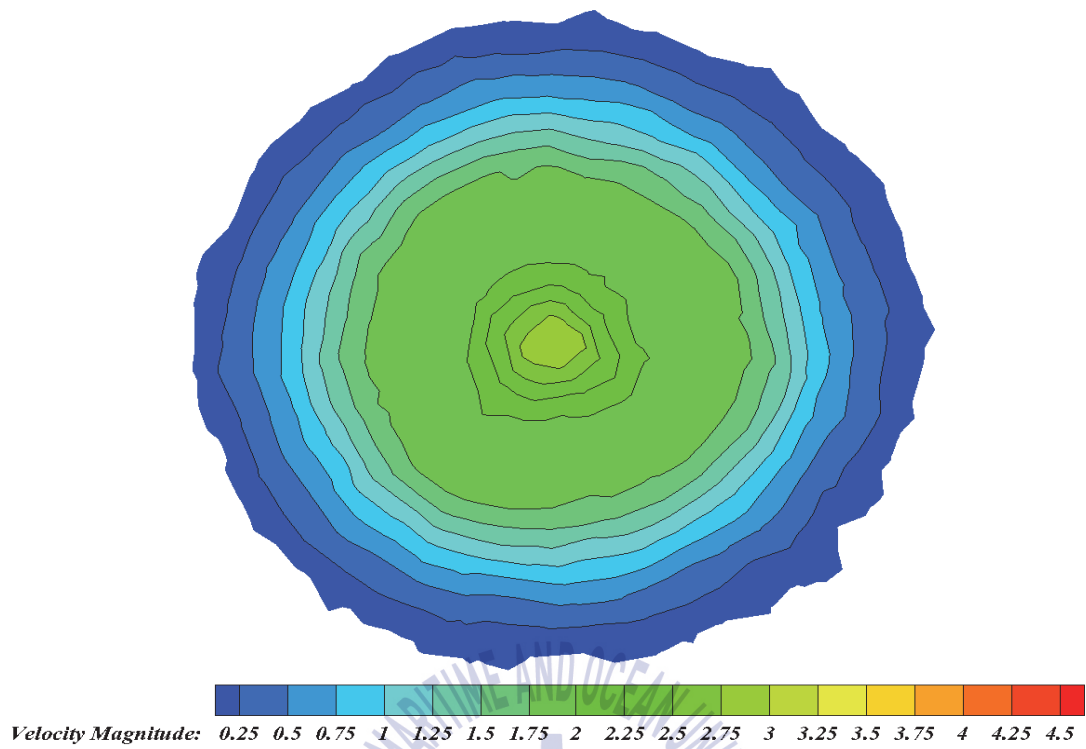


(a) $x/D_F=1.0$

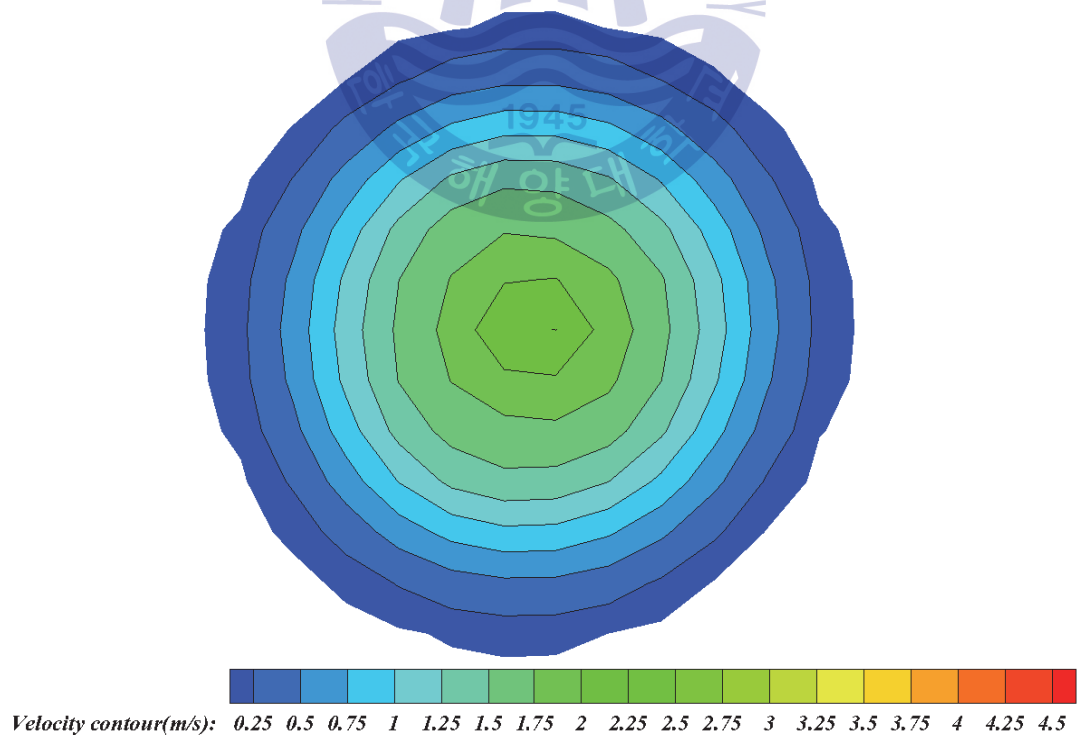


(b) $x/D_F=4.0$

Fig. 5.4.5 Comparison of velocity contour behind turbine at $1.0D_H$



(a) $x/D_F=1.0$



(b) $x/D_F=4.0$

Fig. 5.4.6 Comparison of velocity contour behind turbine at $2.0D_H$

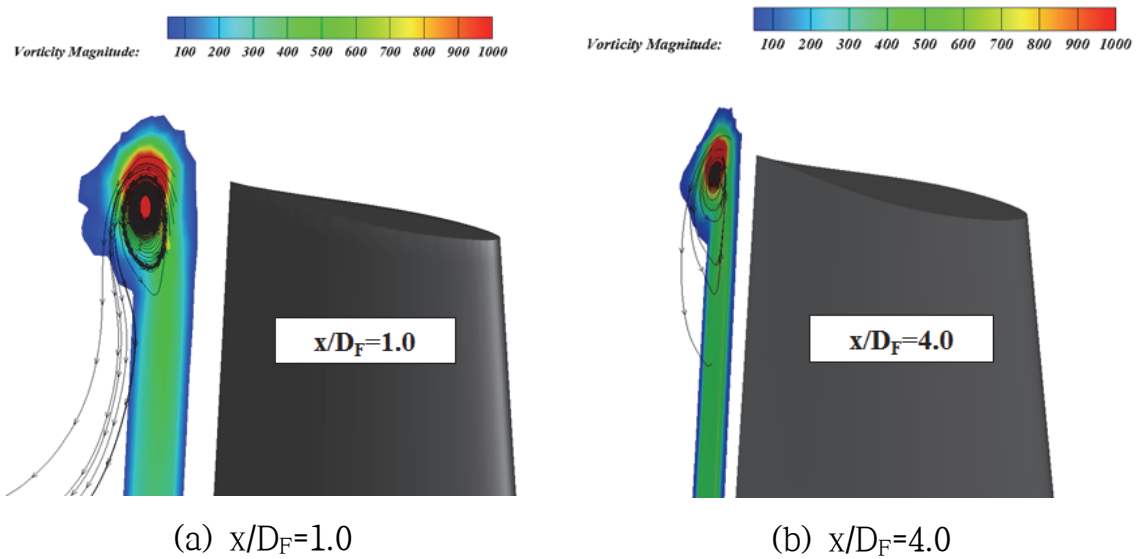


Fig. 5.4.7 Comparison of vorticity contour around blade tip between at $x/D_F=1.0$ and 4.0

터빈 설치로 인해 발전소 시스템에 영향을 주지 않기 위해서는 입구에서의 흐름이 방해받지 않아야 하고, 이는 입구에서의 압력변화가 없어야 함을 의미하므로, 터빈 위치에 따른 입구에서의 압력변화가 없어지는 지점을 조사하였다(Fig. 5.4.8). 결과에서 터빈은 입구 직경의 4배 거리에 배치할 경우 입구에서의 압력변화가 없어지는 것을 확인하였으며, 최종 불균일 입구조건에서의 터빈은 입구 직경 4배 거리에 배치되어야 하고, 이 때 $TSR=5.0$ 에서 가동율 70% 기준 약 454MWh의 발전량을 추출할 수 있을 것으로 예상된다.

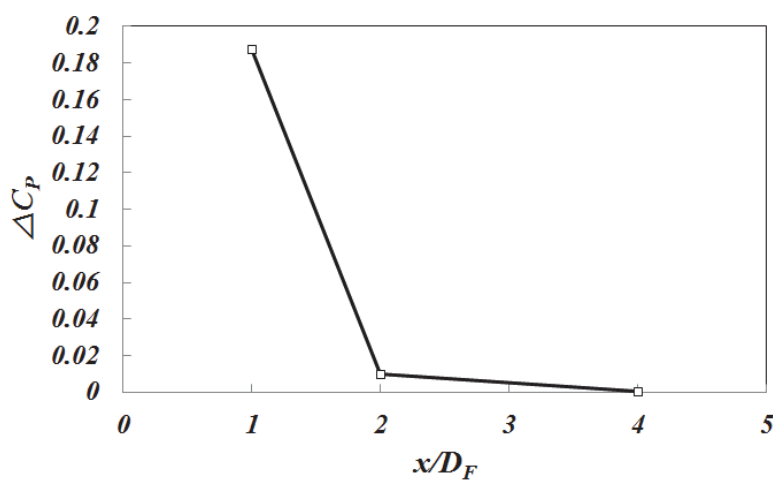


Fig. 5.4.8 Pressure difference with respect to x/D_F 's for HAT

수직축 터빈의 경우 $x/D_F=1.0, 2.0, 3.0, 5.0, 7.5$ 각 지점에서의 효율은 0.301, 0.269, 0.260, 0.227, 0.185, 발전량은 7.5, 6.7, 6.49, 5.67, 4.61kW로 예측되었으며, $x/D_F=5.0$ 에서는 1.0에 비해 약 25% 정도 감소함을 알 수 있었다. 이러한 차이는 2차원 터빈 날개 1매가 1회전할 때의 위상각에 따른 동력계수 결과에서 알 수 있는데, 거리가 증가함에 따라 동력계수가 점차 낮게 예측되면서 평균동력계수가 감소함을 확인하였으며, 균일한 유입조건에 비해 약 15% 성능 차이를 확인하였다(Fig. 5.4.9). 또한, 각 지점에서의 동력계수를 비교해보면 터빈 날개가 회전하면서 받음각을 가장 크게 받는 위상각 100도 근처에서 차이가 가장 현저하게 나타남을 확인하였는데, 터빈 날개가 회전속도는 동일하지만 거리가 멀어지면서 각 위상각에서 유입되는 속도가 작아져 받음각이 감소하게 됨에 따라 토크가 낮아지는 것으로 판단된다.

앞서 언급한 각 지점에서의 터빈 성능은 2.0m/s인 유속이 터빈 디스크 면적으로 균일하게 유입된다는 조건 하에 얻은 것인데, 터빈 디스크로 유입되는 속도는 분포를 갖게 되므로, 각 지점에서 터빈 디스크로 유입되는 속도분포를 평균속도로 구하여 토크를 무차원시 평균속도로 무차원하여 성능을 비교하였으며, 앞서 얻은 불균일 유입조건의 결과를 바탕으로 각 지점에서의 평균속도는 1.83, 1.72, 1.68, 1.62, 1.58m/s임을 확인하였다. 이를 바탕으로 무차원하여 얻은 성능을 비교한 결과 Fig. 5.4.10에 나타낸 것과 같이 $x/D_F=3.0$ 일 때 약 0.44로 가장 성능이 유리함을 확인하였으며, 불균일 입구조건인 경우 터빈 디스크로 실제 유입되는 속도분포를 평균한 속도를 바탕으로 성능을 비교하는데 유용한 것을 확인하였고, 앞서 얻은 터빈 배치시 입구에서의 압력변화 결과를 바탕으로 한다면, 입구 직경 5배 지점에 설치하고, 이 때 효율은 0.43, 발전량은 약 5.7kW로 예측되었다.

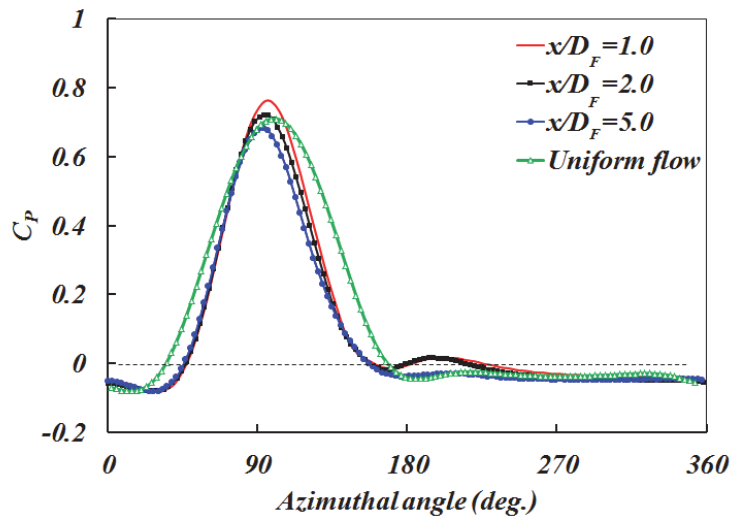


Fig. 5.4.9 Comparison of C_p for single blade with respect to $x/D_F=1.0, 2.0, 5.0$

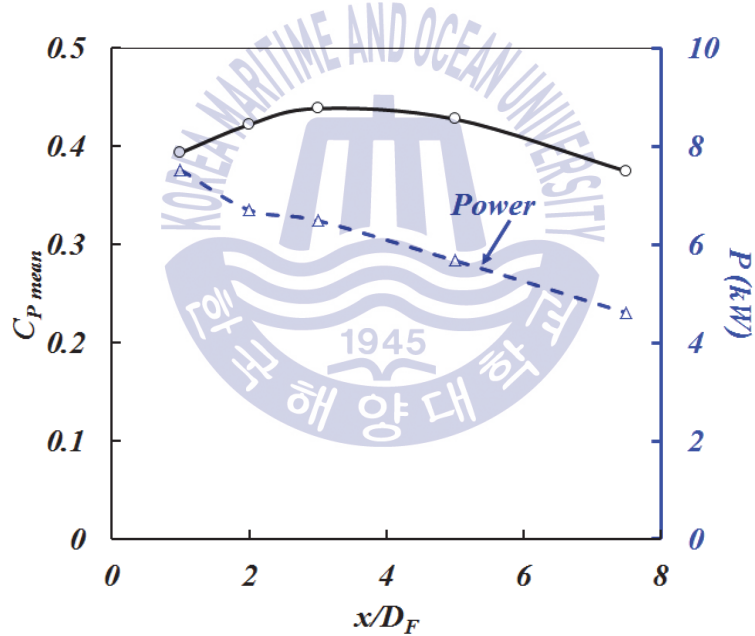


Fig. 5.4.10 C_{Pmean} and power with respect to x/D_F 's

동일한 입구 크기에 터빈 직경 크기에 따른 직경비 $D_V/D_F=0.25, 0.5, 1.0, 2.0$ 일 때의 성능을 비교하고자 $x/D_F=1.0$, $TSR=3.0$ 조건에서의 평균동력계수 및 발전량을 Fig. 5.4.11에 나타내었다. D_V/D_F 가 0.25~2.0까지 변화하기 때문에 동일한 TSR 에서의 성능을 비교하기 위해서 직경에 따라 회전속도를 다르게 적용하였는데, 예를 들면 터빈 직경이 두 배 증가할 경우 회전속도는 절반으로 감소시

켰다. 직경이 증가함에 따라 효율은 각각 0.14, 0.21, 0.30, 0.17로, D_V/D_F 가 0.25, 0.5, 2.0인 터빈은 1.0에 비해 약 53%, 30%, 43% 낮은 것을 알 수 있었으며, 직경비 2.0 터빈의 경우 효율이 낮아지는 이유는 입구 직경보다 2배 크므로 터빈 날개가 입구로부터 형성된 흐름 밖에서 회전하여 유속을 받지 못하게 됨에 따라 동력계수가 낮게 예측되는 것을 알 수 있었다. 또한, 각 D_V/D_F 의 발전량은 약 1, 3, 9, 10kW를 얻을 수 있었는데, 발전량 측면에서는 직경비 2.0인 터빈이 가장 유리하지만, 효율을 고려한다면 입구 직경과 동일한 크기의 터빈을 배치하는 것이 적절하다고 볼 수 있다.

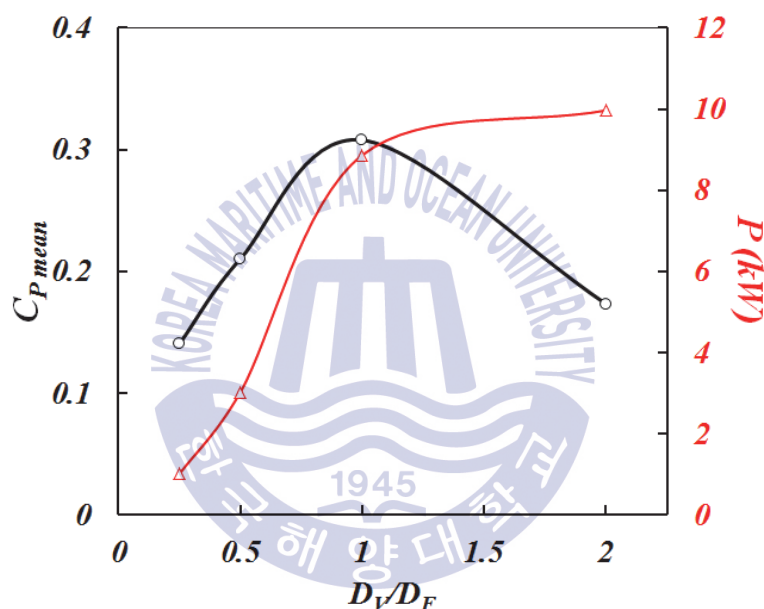
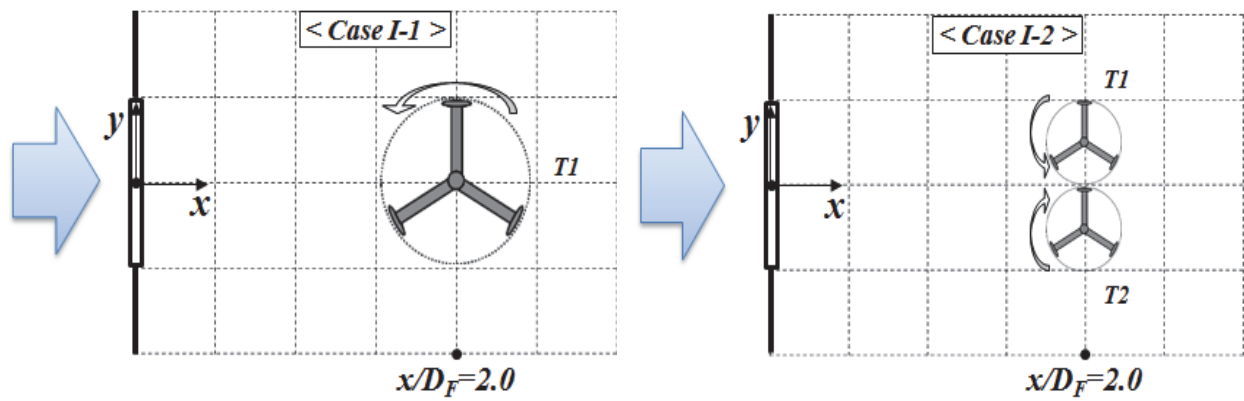


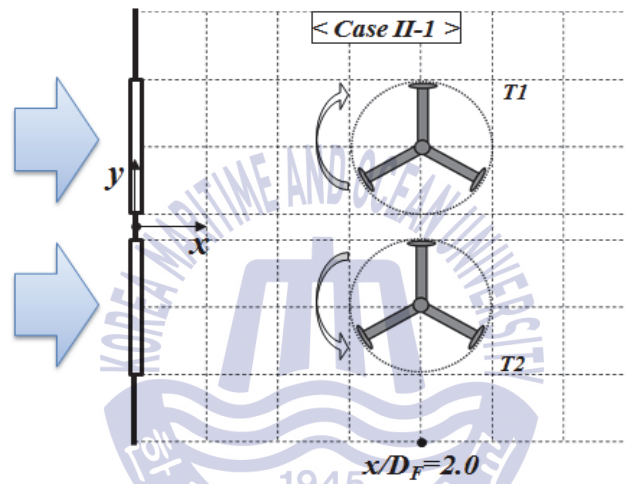
Fig. 5.4.11 C_{Pmean} and power with respect to D_V/D_F

입구가 1, 2개인 경우에 대해 유속 2.95m/s 조건에서 $x/D_F=2.0$ 에 터빈을 1~4기까지 배치하여 성능을 비교해보고자 하였고, 계산 case는 총 네 가지로 나누어 성능 및 발전량을 비교해보고자 하였다. 입구 1개에 대해서는 $x/D_F=2.0$ 위치에 $D_V/D_F=1.0$ 인 터빈을 1기 설치할 경우(Case I-1)와 $D_V/D_F=0.5$ 인 터빈 2기를 $0.2D_F$ 간격으로 설치할 경우(Case I-2)로 나누었고, 입구 2개에 대해서는 $x/D_F=2.0$ 위치에 $D_V/D_F=1.0$ 인 터빈 2기를 $0.4D_F$ 간격으로 설치할 경우(Case II-1)와 $D_V/D_F=0.5$ 인 터빈 4기를 $0.2D_F$ 간격으로 설치할 경우(Case II-2)로 나누었으며, 각 case의 터빈 배치 및 회전방향, 터빈 번호를 Fig. 5.4.12에 나타내었다.

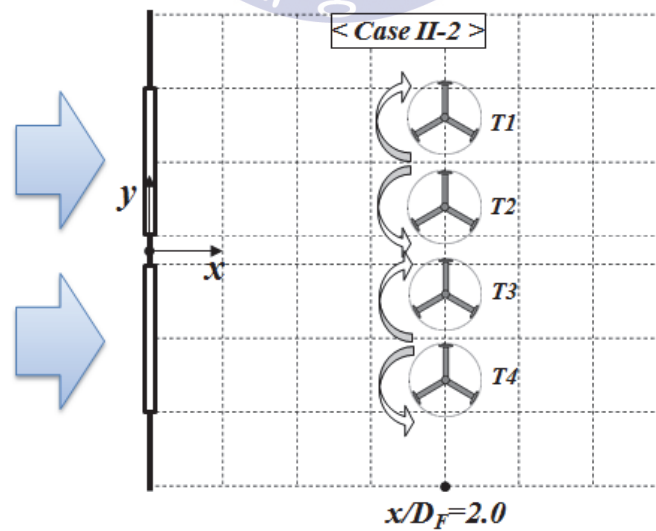


(a) Case I-1

(b) Case I-2



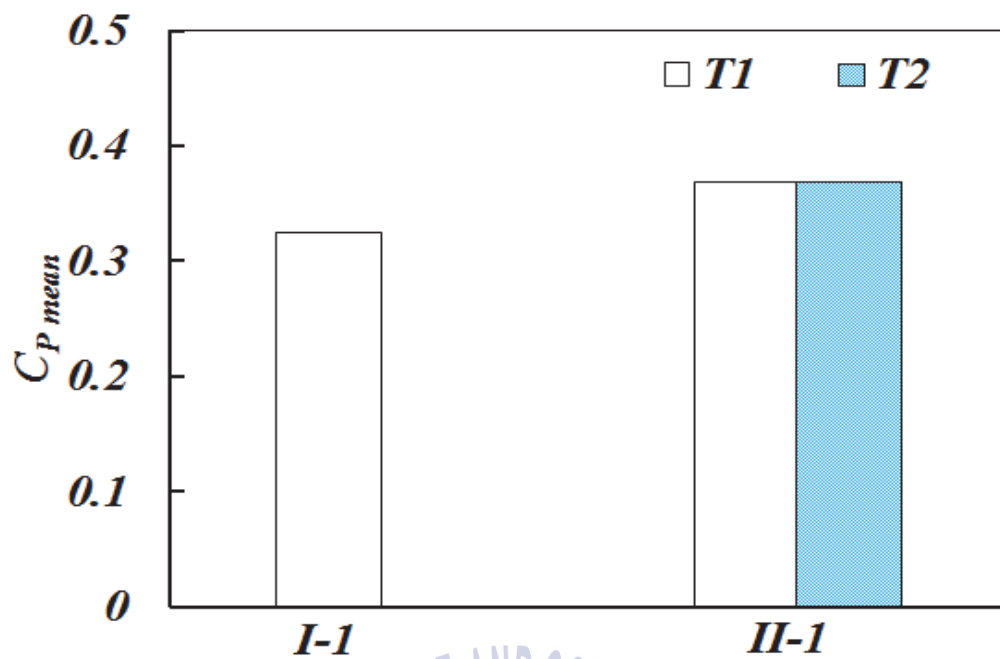
(c) Case II-1



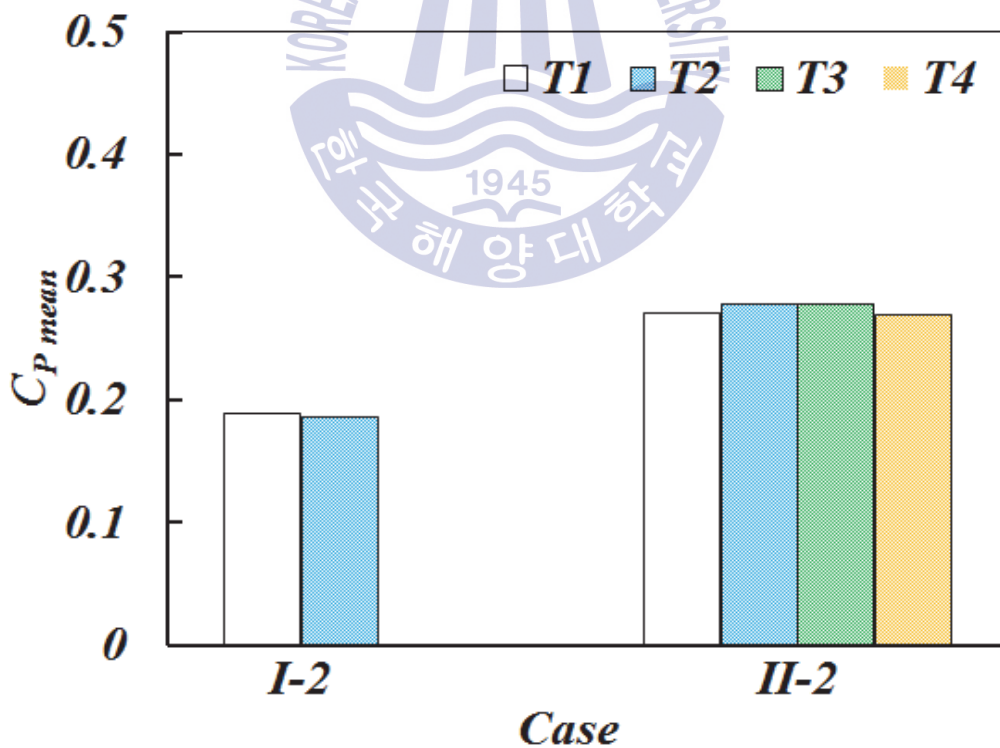
(d) Case II-2

Fig. 5.4.12 Layout of turbines for Case I and II

각 case에 대한 터빈 평균동력계수와 발전량을 Fig. 5.4.13~14에 나타내었다. Case I의 각 터빈 효율은 I-1의 경우 0.32, I-2의 경우 T1은 0.189, T2는 0.187로 I-1에 비해 약 42%정도 감소함을 알 수 있었고, 발전량은 I-1은 약 26kW, I-2는 각각 약 7.6, 7.5kW임을 알 수 있었으며, 터빈 두 기가 인접해 있지만, 터빈 직경이 I-1에 비해 반으로 감소되면서, 효율의 합은 I-1보다 크다 하더라도 발전량은 상당히 줄어드는 것을 알 수 있었다. Case II의 각 터빈 효율은 II-1의 경우 T1와 2는 약 0.37, II-2의 경우 T1~4까지 0.27, 0.278, 0.279, 0.27을 보였다. II-1의 각 터빈 효율은 I-1보다 약 13.7% 정도 효율이 향상됨을 확인하였는데, 터빈이 인접함에 따라 효율이 증가된 것을 알 수 있고, 이는 앞서 연구한 결과와 크게 다르지 않음을 알 수 있었다. II-2는 I-2에 비해 약 43% 정도의 효율이 향상되었는데, 동일한 속도로 회전함에도 불구하고 이러한 차이가 발생하는 이유는 I-2의 경우 터빈 날개가 속도가 낮은 쪽에서 높은 쪽으로 이동하게 되지만, II-2는 속도가 낮은 쪽에서 높은 쪽으로 이동함에 따른 것이라 판단되고, 속도 프로파일 유입조건에서는 효율이 향상되는 폭이 상당히 커지는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 발전량은 II-1의 경우 약 59kW, II-2의 경우 약 44kW로 예측되었고, 전반적으로는 입구 직경과 동일한 직경의 터빈을 입구당 1기씩 배치하는 것이 유리함을 확인하였으며, 유속 2.95m/s 조건에서 하나의 입구당 약 30kW 정도의 발전량을 예측하였다.

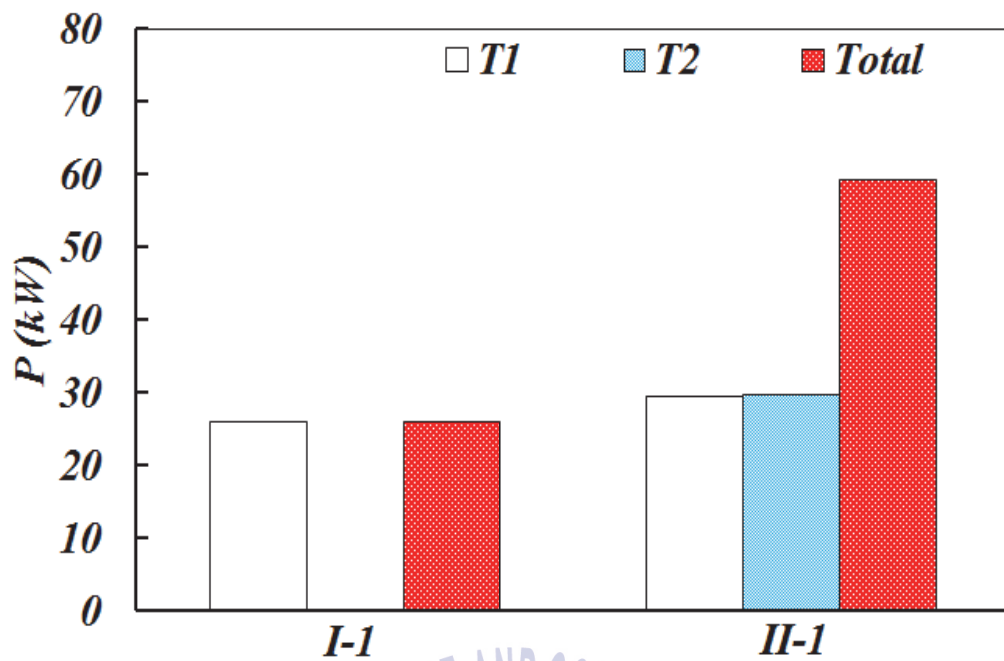


(a) Case I-1 and II-1

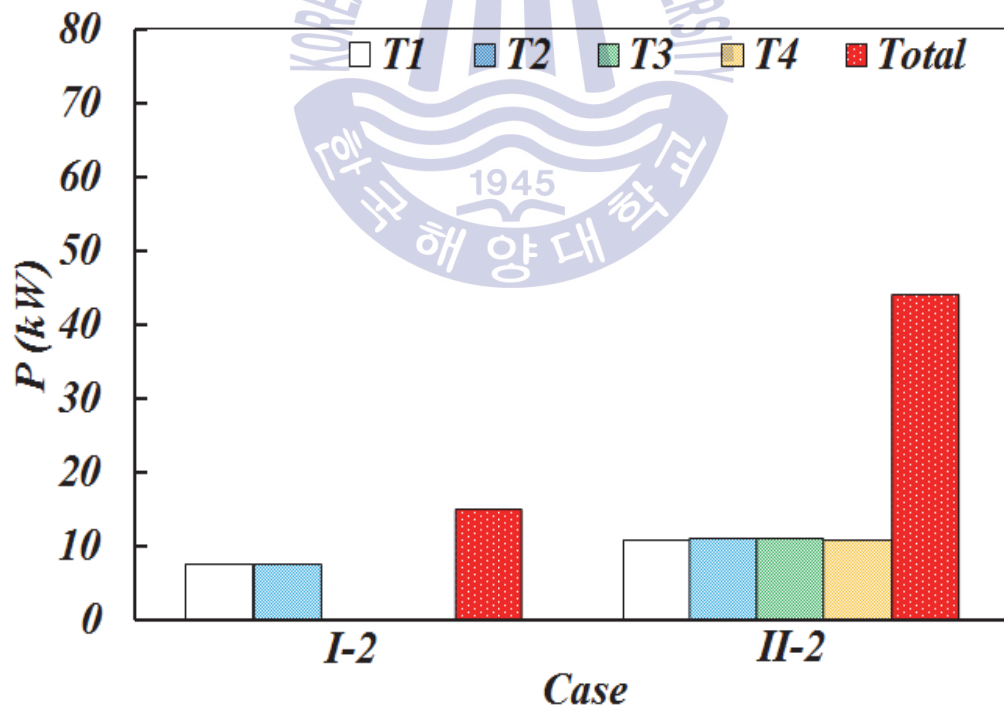


(b) Case I-2 and II-2

Fig. 5.4.13 Comparison of the mean power coefficients for all cases



(a) Case I-1 and II-1



(b) Case I-2 and II-2

Fig. 5.4.14 Comparison of the power for all cases

5.5 결론

원자력 발전소의 발전 시스템 냉각을 위해 사용한 상당한 양의 해수를 배출시키는 과정에서 온배수가 빠져나오는 입구 근처에서의 흐름은 상당히 많은 유량으로 인해 큰 운동에너지를 갖는 특성에 착안하여, 불균일 입구조건을 갖는 제한수로에 조류발전용 터빈을 적용하고자 하였으며, 수치해석을 이용하여 성능 특성을 조사하였다.

터빈 성능해석에 앞서 선행 연구결과들을 바탕으로 불균일 입구조건에 대한 검증을 수행하였고, 실험결과와 잘 일치함을 확인하였다. 이를 바탕으로 입구가 1, 2개인 경우에 대해 수치해석을 수행하였는데, 입구 1개인 경우 $x/D_F=4.0$ 이후부터 중심 속도가 감소하여 16.0에서는 절반으로 감소함을 확인하였다. 2개인 경우는 입구가 인접해 있음에 따라 자기보존유동현상이 예측되었고, $x/D_F=12.0$ 에서는 입구 1개인 경우의 속도프로파일 형상과 유사해짐을 확인하였으며, 각 경우 터빈은 입구로부터 4배 이내에 설치하는 것이 적절함을 알 수 있었다.

불균일 입구조건에서 구동되는 조류발전용 터빈에 대해 입구와 터빈간 거리, 터빈 직경에 따른 성능을 조사하였다. 수평축 터빈의 경우 입구-터빈간 거리가 증가함에 따라 전체 TSR 구간에서 효율이 선형적으로 감소함을 확인하였는데, $TSR=5.0$ 에서 거리 증가에 따른 효율 차이가 가장 큰 것을 알 수 있었으며, 거리가 증가함에 따라 날개 끝단에서 발생하는 와류의 크기가 감소함을 알 수 있었다. 또한, 발전소 특성상 발전시스템의 영향을 주지 않는 터빈 지점을 파악하기 위해서 입구-터빈간 거리가 증가함에 따른 입구에서의 압력변화를 조사한 결과, 입구 직경 4배 떨어진 위치에서는 압력변화가 없어지는 것을 확인하였고, 이는 불균일 유입조건을 갖는 경우 입구 직경 4배 이후에 터빈이 설치되어야 하는 기준이 됨을 확인하였으며, 이와 같이 설치하는 경우 터빈 효율은 0.34로 약 74kW의 발전량이 예측되었다. 수직축 터빈의 경우 불균일한 입구조건에서 구동되는 터빈은 균일한 입구조건에서의 성능대비 약 15%의 성능이 감소하는 특성이 있음을 확인하였다. 거리가 증가함에 따른 성능을 조사하였는데, 이 때 불균일한 속도분포를 터빈 디스크 면적에 걸쳐 평균한 속도를 이용하여 효율을 구하였고, 거리가 증가함에 따라 평균속도는 점차 감소함을 확인하였으며, 입구

직경의 3배 지점인 경우 성능면에서 가장 유리함을 알 수 있었다. 그러나 앞서 얻은 발전소 시스템의 영향을 주지 않는 지점을 고려하여 입구 직경 5배인 지점에 설치해야 하고, 이 때 효율은 0.43으로 약 5.7kW의 발전량을 예측하였다. 또한, 직경 변화에 따른 성능변화를 조사하였는데, 동일한 TSR에서 성능비교를 위해 직경이 변하는 만큼 회전속도를 달리 하였는데, 터빈 직경이 입구 직경과 동일한 크기일 때 효율이 가장 유리함을 확인하였고, 터빈 직경이 입구 직경보다 큰 경우 터빈 날개가 입구로부터 형성된 흐름을 벗어나 회전하게 됨에 따라 효율이 감소함을 확인하였다.

유속 2.95m/s로 유입되는 입구가 1, 2개인 제한수로에 대해 입구 근방에 직경이 다른 터빈들을 배치하여 TSR=3.0에서의 성능 및 발전량을 예측하였다. 입구가 1개일 때 입구 직경의 1.0배인 터빈 1기, 0.5배인 터빈 2기를 두었고, 입구 2개인 경우 입구 직경의 1.0배인 터빈을 각 입구당 1기씩, 0.5배인 터빈을 2기씩 두었다. 입구가 1개인 경우 2기인 경우 1기일 때 보다 성능이 약 42%정도 감소함을 확인하였고, 입구가 2개인 경우도 유사하게 입구당 1기씩 설치하는 것이 유리함을 확인하였으며, 각 입구당 약 30kW 정도의 발전량을 예측할 수 있었다. 또한, 유입되는 흐름이 속도 프로파일을 갖는 조건인 경우 균일한 속도 조건일 때보다 더 효율 변화가 큰 것을 알 수 있었는데, 터빈 날개의 회전방향이 유속이 상대적으로 빠른 중심에서 외곽 쪽으로 돌아나가는 경우가 그 반대인 경우보다 성능이 훨씬 유리함을 확인할 수 있었다.

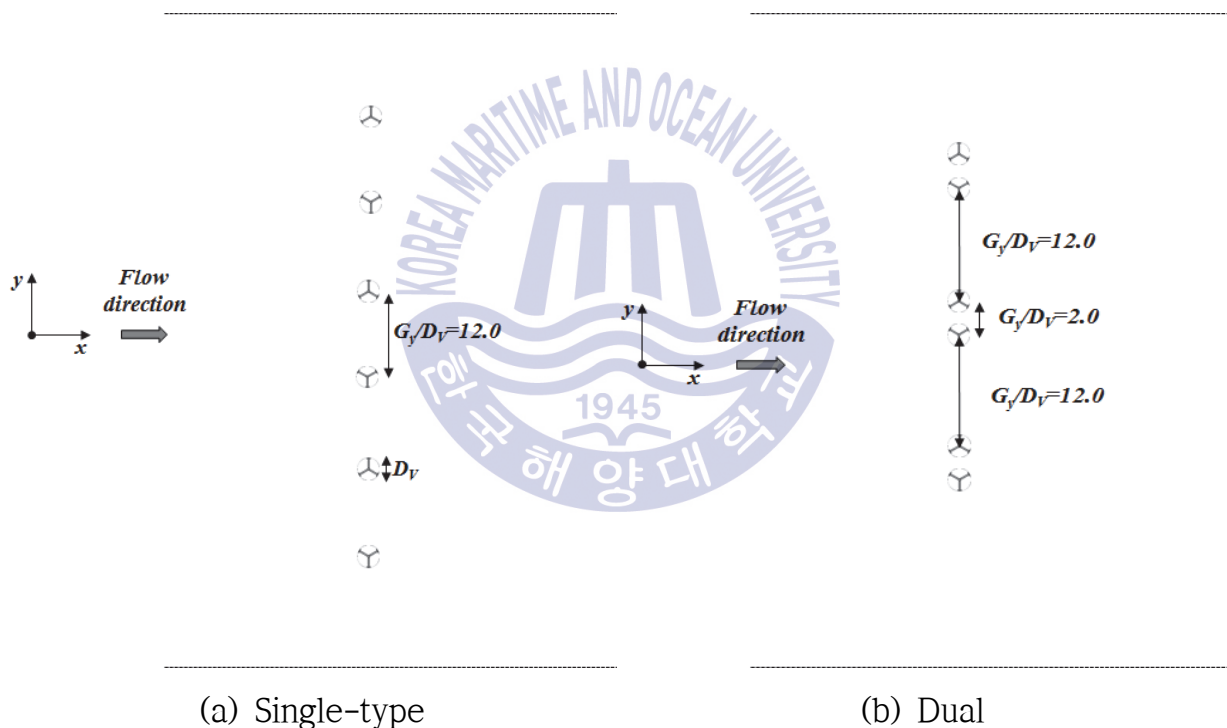
제 6 장 수직축 터빈을 이용한 터빈 배치 적용

6.1 터빈 배치방법 및 조건

현재 제안되고 있는 단지배치 방식은 전술한 바와 같이 수평축 터빈에 한정되어 있고, 배치 방법에 대한 기본적인 원칙은 단지 내 각 터빈이 최고의 성능을 내도록 하기 위해 전방 터빈의 후류 영향을 받지 않는 지점에 배치하고, 한정된 해역에 최대한 터빈을 많이 배치되도록 하고 있다. 이러한 관점에서 한정된 해역에 터빈을 여러 개의 열(Array)로서 배치하기 위해서는 기본적인 터빈의 성능을 조사하는 것도 중요하지만, 터빈의 후류영역에서의 속도결손(Velocity deficit) 즉, 속도가 회복되는 특성을 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

한편, 수직축 터빈은 인접할 경우 터빈의 성능이 향상되는 상호영향 특성이 있으므로, 한 기찍 일정 간격을 두고 배치하는 기존 조류발전단지 배치방식과는 다르게 상호영향의 이점을 최대한 활용하는 배치방식에 대해 조사할 필요가 있고, 기존 배치방식과 터빈의 상호영향을 이용한 배치방식에 따른 발전량을 비교하여 유리한 배치방식을 찾는 것은 매우 중요하다. 또한, 한정된 해역 내에 터빈 배치시 전방 터빈의 후류영역에 후방 터빈을 배치하는 경우 단지 내 발전량을 최대로 추출하기 위해서는 한정된 해역에 배치거리에 따른 발전량을 예측하는 것이 필요하다. 그러므로 수직축 터빈을 인접하게 배치하는 경우 동일한 조건에서 인접한 터빈 수에 따른 성능과 그에 따른 터빈 하류방향에서의 속도결손을 조사하고자 하였다. 또한, 한정된 해역 내에 수직축 터빈을 이용하여 터빈 배치 시나리오를 구성하고, 그에 따른 발전량을 예측하고자 하였으며, 적절한 배치 방안을 최종 제시하고자 하였다.

수직축 터빈 6기를 대상으로 1기씩 배치한 Single-type과 터빈을 일렬로 인접하도록 배치한 카나드 방식(Canard-type)으로 나누었고, Canard-type은 2, 3, 6기씩 인접하도록 일렬배치한 Dual, Triple, Hextuple로 구분하였으며, 각 배치 방식에 적용한 총 터빈수는 각각 6기이다(Fig. 6.1.1). 또한, 수치해석은 유속 2m/s, TSR=3.0 조건에서 각 터빈은 반시계 방향으로 동일하게 회전하도록 하였고, 전체 계산영역은 터빈 중심을 기준으로 전방으로 터빈 직경의 80배만큼 구성하였으며, 후방으로는 후류영역의 속도 분포를 조사하기 위해 320배로 구성하였다.



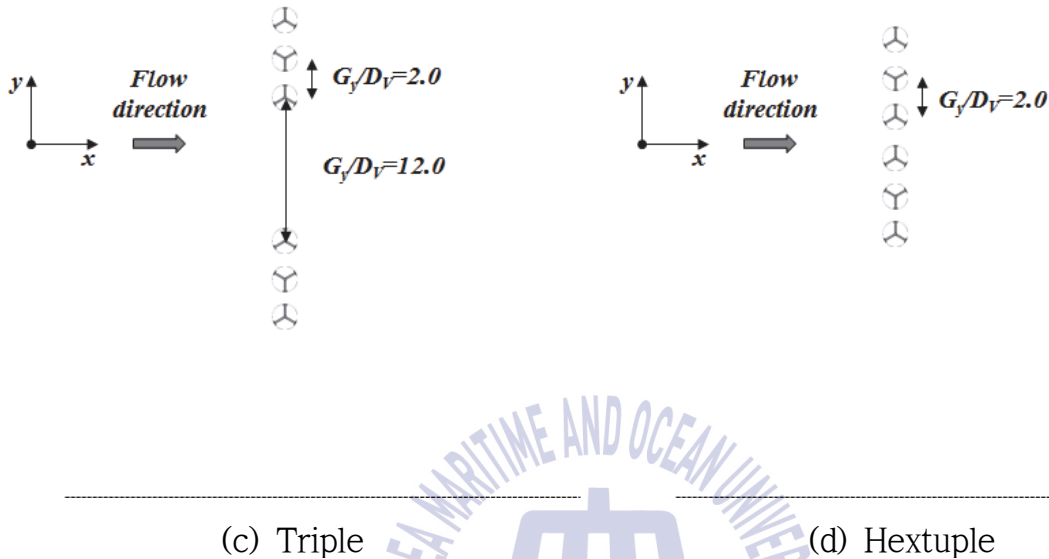


Fig. 6.1.1 Illustration of arrangements for Single and Canard-types

6.2 배치방법에 따른 성능 및 속도결손

각 배치방법에 대해 각 터빈(T1~T6)의 평균동력계수를 Fig. 6.2.1에 나타내었고, 그래프에서 터빈간 거리가 터빈 직경의 2배만큼 이격된 경우만 선으로 도시하였으며, Single-type은 각 터빈간 거리가 12배로 이격되었으므로 □로 표시하였다. 결과에서 Single-type과 Dual, Triple의 경우 Canard로 배치된 터빈간 거리가 터빈 직경의 12배임에도 불구하고 약 2~3%정도의 상호영향이 아직 존재함을 알 수 있었다. 또한, 터빈 1기당 평균동력계수(C_{Pn})과 각 배치방법에 따른 동력계수의 평균(C_{Pmean} per unit)을 Fig. 6.2.2에 나타내었다. 식 (6.1)에서 $C_{P(T1)} \sim C_{P(T6)}$ 은 각각 T1~T6까지의 평균동력계수이고, C_{Ps} 는 단독 터빈의 평균동력계수이며, C_{Pn} 이 1보다 큰 경우 단독터빈 대비 성능보다 향상됨을 의미한다. 결과에서 Single-type의 경우 단독 터빈 대비 약 2.6%, Dual은 약 12.9%, Triple은 약 16.1%, Hextuple은 약 17.9% 정도 성능이 향상됨을 확인하였고, Dual은

Single-type보다 약 10.3%, Triple은 Dual보다 약 3.2%, Hextuple은 Triple보다 1.9% 향상됨을 확인하였다. 이는 인접한 터빈의 수가 증가할수록 성능이 향상되는 폭이 점차 줄어들며, 단위 터빈당 효율이 증가하는 것을 의미한다.

$$C_{Pn} = \frac{C_{P(T1)} + C_{P(T2)} + C_{P(T3)} + C_{P(T4)} + C_{P(T5)} + C_{P(T6)}}{6C_{Ps}} \quad (6.1)$$

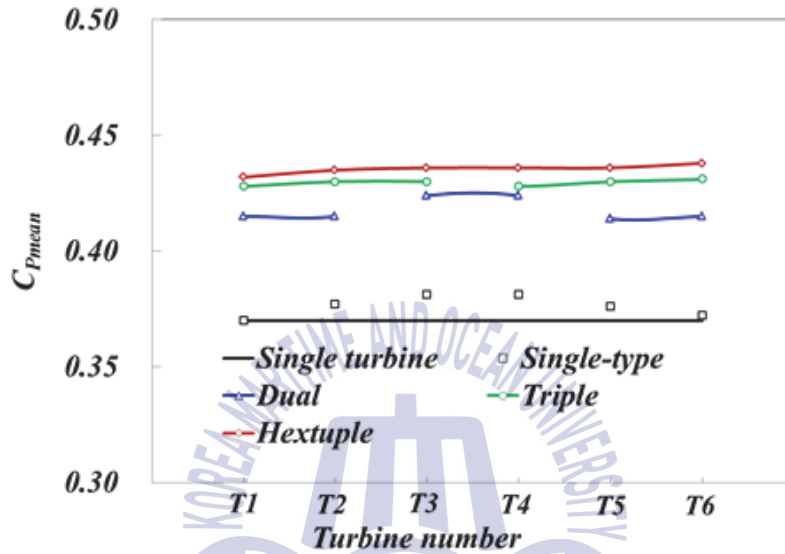


Fig. 6.2.1 C_{Pmean} of each turbine for Single and Canard-types

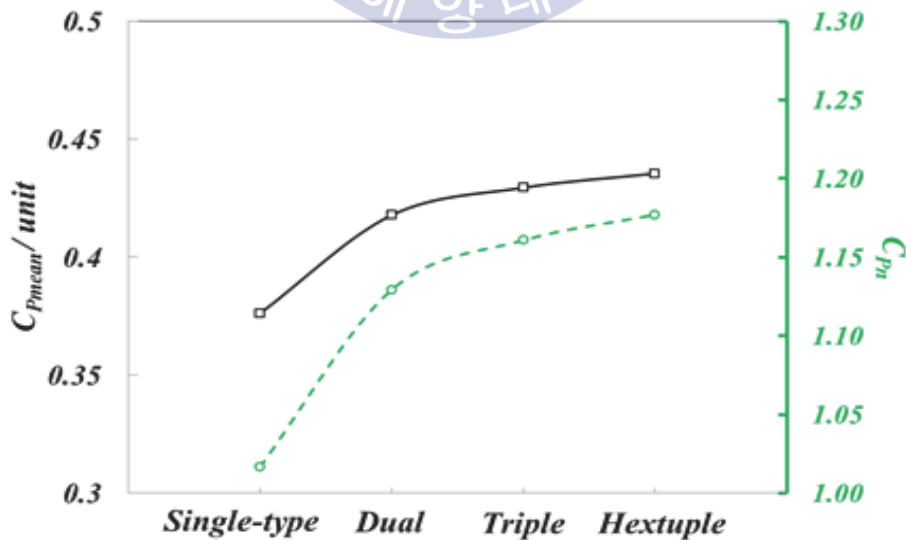


Fig. 6.2.2 C_{Pmean} per unit and C_{Pn} for Single and Canard-types

Fig. 6.2.3은 각 배치방식에 따른 총 발전량 및 기당 발전량을 나타낸 것인데, 2차원 평균동력계수는 3차원 동력계수 대비($H/D=1.2$, $TSR=3.0$ 기준) 약 16%정도 감소되는 점을 감안하여 총 발전량 및 터빈 1기당 발전량을 나타낸 것이다. 총 발전량은 Single-type, Dual, Triple, Hextuple은 각각 229, 252, 259, 264kW임을 확인하였고, 기당 발전량은 각각 38, 42, 43, 44kW를 보였는데, 1열(1st array)만 배치한다면 후류 영향을 고려할 필요 없으므로 Hextuple이 가장 유리할 것으로 판단되나, 통상 단지는 2열 이상 배치하게 되므로, Hextuple이 항상 유리하다고 판단하기는 어려우므로, 각 배치방식에 따른 속도결손을 고려하여 배치하여 비교할 필요가 있다.

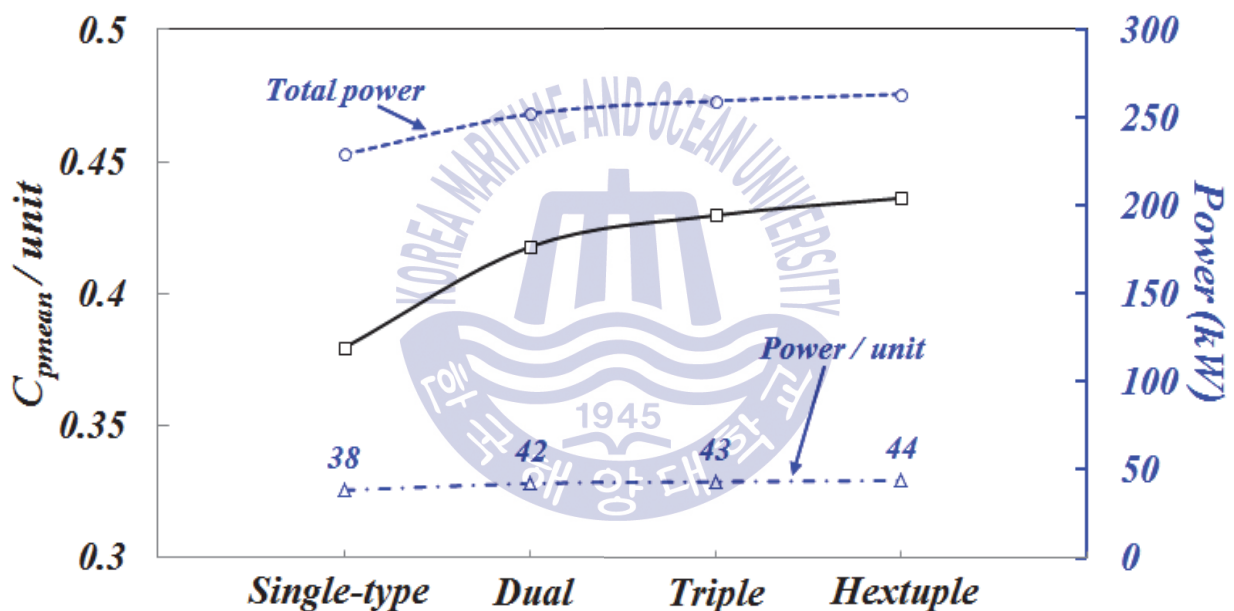
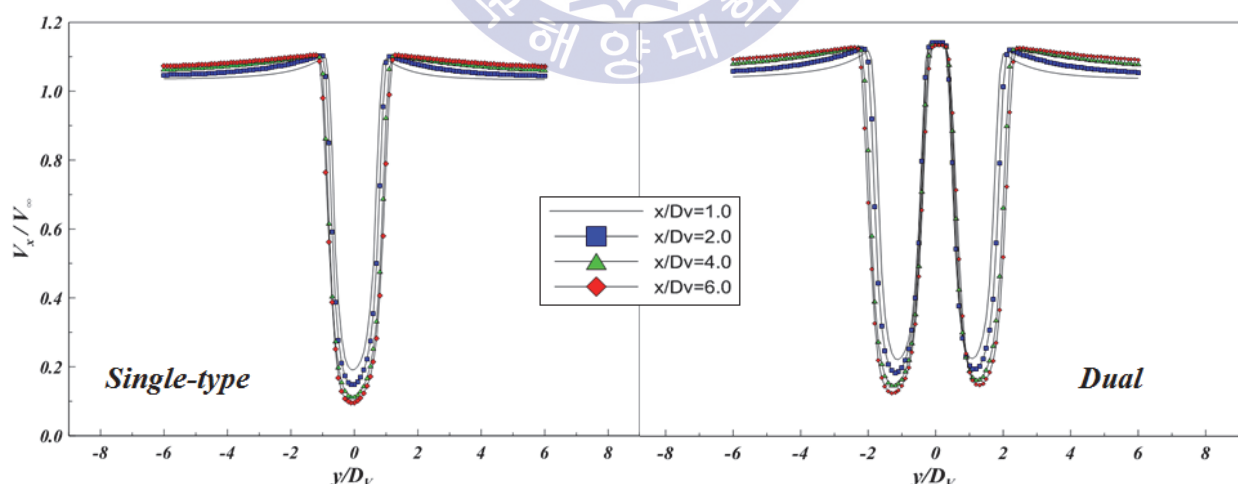


Fig. 6.2.3 Total power and power per unit for Single and Canard-types

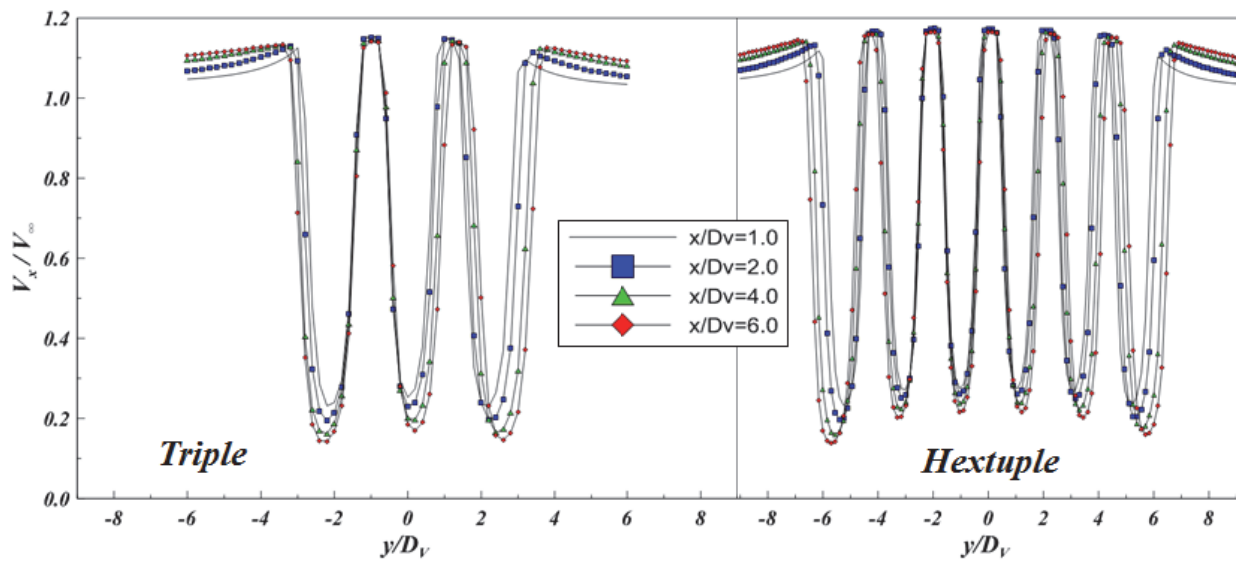
전술한 바와 같이 터빈 후류영역의 속도분포를 조사하였는데, 터빈 근처의 후류는 $x/D_v=1.0, 2.0, 4.0, 6.0$ 지점에서 파악하였으며, 각 배치방법에 따른 x 축 방향의 속도를 유입속도로 무차원한 속도분포를 Fig. 6.2.4에 나타내었다. 결과에서 모든 배치방법에서 터빈 바로 뒤편에서의 속도분포는 전반적으로 비대칭 분포를 보이고 있고, 거리가 멀어짐에 따라 오히려 속도가 낮아지는 것을 확인할 수 있었는데, 수직축 터빈의 경우 회전하면서 발생시킨 후류는 흐름방향을 따라 바로 회복되지 않고, 속도가 줄어들면서 확산되다가 회복되는 특징이 있음을 알 수 있었고, 이는 Tescione et al.(2014)의 PIV 실험 결과에서도 이러한

수직축 터빈의 후류특성이 존재함을 확인하였다. 또한 Canard-type은 Single-type에 비해 각 지점에서의 속도비가 큰 것을 알 수 있었는데, 이는 인접한 터빈간의 속도가 증가함에 기인한 것을 알 수 있었고, 터빈이 3기 이상 인접하게 되는 경우 가운데 위치한 터빈의 후류속도는 상대적으로 바깥쪽의 터빈의 후류속도보다 다소 크게 나타나는 특성이 있음을 확인하였다.

터빈으로부터 $x/D_V=6.0$ 지점까지의 속도회복 결과로부터 수직축 터빈 후류영역에서의 속도회복은 수평축 터빈에 비해 매우 느린 것을 Afgan et al.(2013)과 Mycek et al.(2014)의 결과로부터 알 수 있었고, Afgan et al.(2013)은 수치해석을 통해 난류강도 및 난류모델에 따라 수평축 터빈의 속도회복이 상이하고, 난류강도가 낮은 경우 속도회복이 느린 것을 밝힌바 있으며, Mycek et al.(2014)은 수조실험을 통해 난류강도 3%일 때 후류 영역에서 확산이 잘 되지 않고, 15%에 비해 상당히 속도회복이 느린 것을 밝힌 바 있다. Tescione et al.(2014)의 결과와 이들 수평축 터빈의 결과들을 비추어볼 때, 현재 수치계산시 적용한 난류강도가 2.5%인 것을 감안하면 현재 속도분포 결과는 타당한 것으로 판단되며, 수직축 터빈 후류영역에서의 속도회복은 수평축 터빈에 비해 상대적으로 매우 느림을 확인하였다.



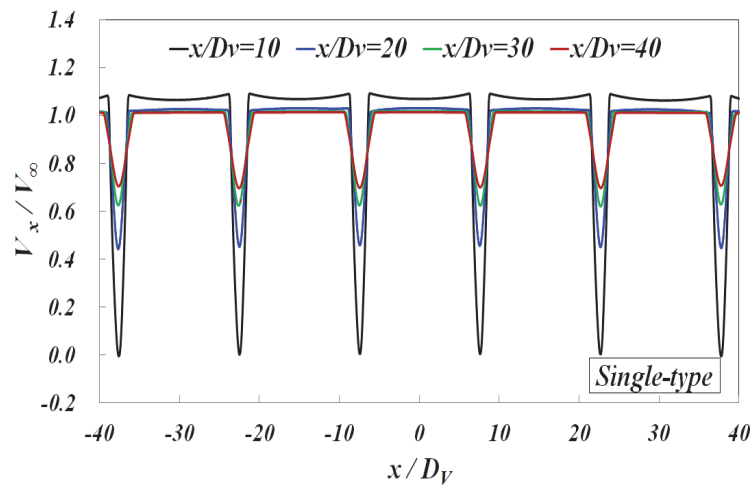
(a) Single-type and Dual



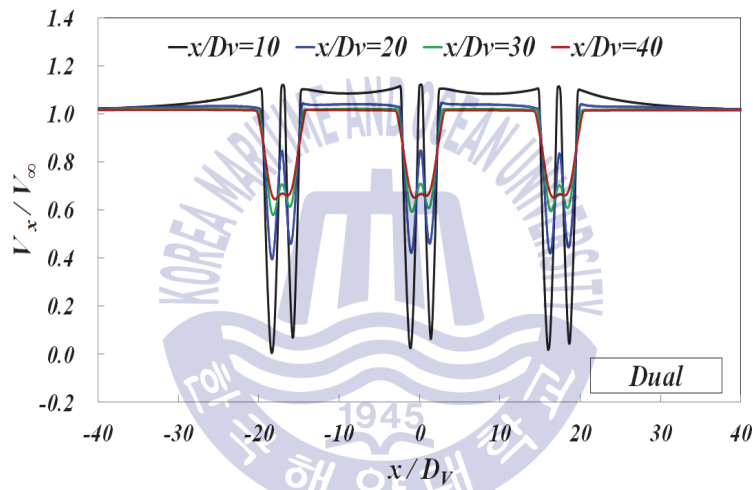
(b) Triple and Hextuple

Fig. 6.2.4 Comparison of wake velocity profiles at $x/D_V=1.0, 2.0, 4.0, 6.0$ for Single and Canard-types

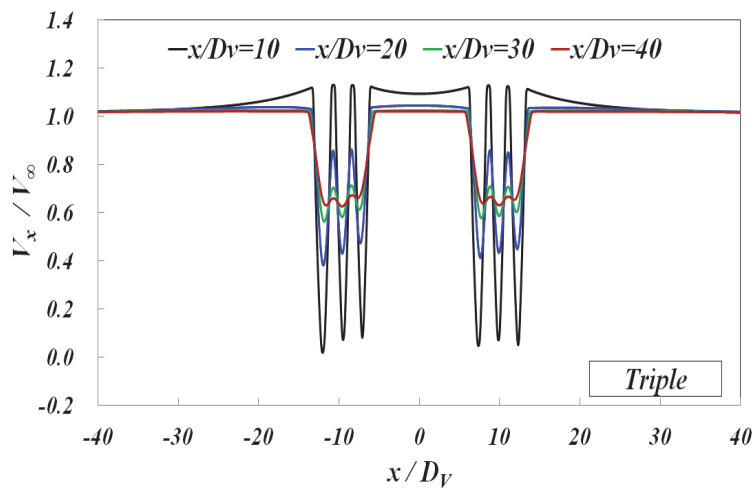
$x/D_V=10, 20, 30, 40$ 지점에서의 각 배치방법에 따른 후류속도분포를 Fig. 6.2.5에 나타내었다. $x/D_V=10\sim40$ 구간에서는 Canard-type이 Single-type에 비해 속도회복이 느린 것을 확인할 수 있었는데, $x/D_V=40$ 에서의 터빈으로 유입되는 속도를 평균한 결과 Single-type은 72%, Dual은 68%, Triple은 65%, Hextuple은 62%임을 확인하였다. 또한, Single-type의 경우 각 터빈의 후류속도가 거의 유사하게 회복되는 반면, Canard-type은 다소 상이하게 회복되는 특징을 확인하였는데, 바깥쪽에 위치한 터빈의 후류는 상대적으로 안쪽에 위치한 터빈의 후류보다 느린 특성을 가지는 것을 확인하였다.



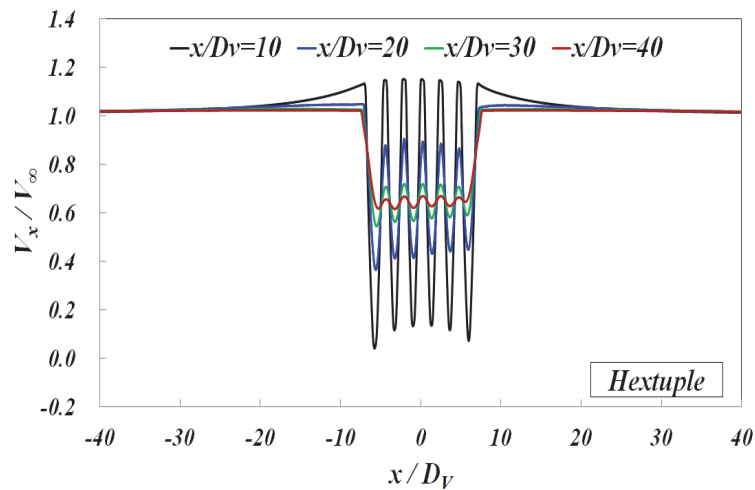
(a) Single-type



(b) Dual



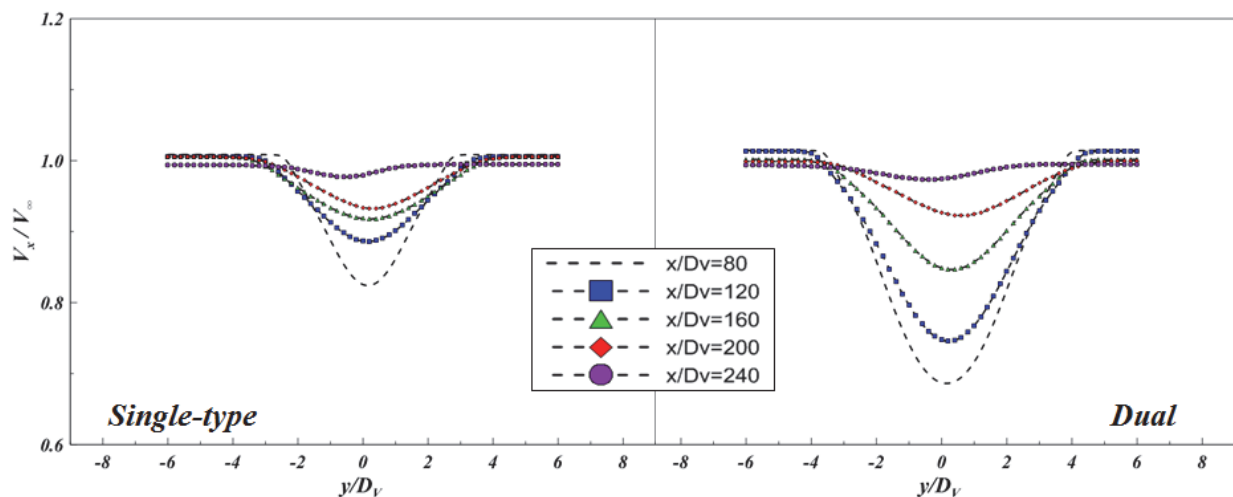
(c) Triple



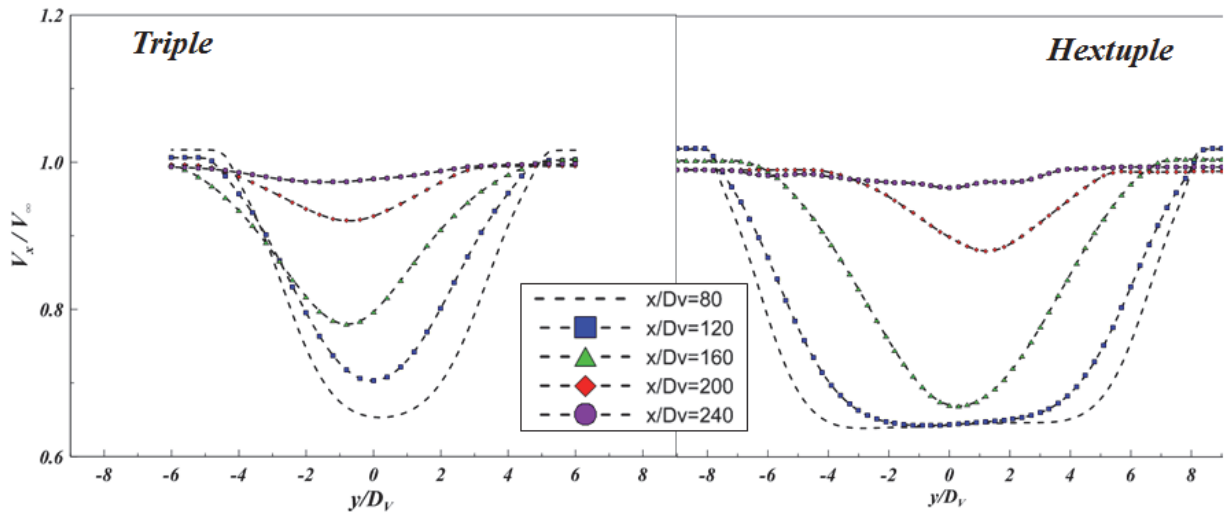
(d) Hextuple

Fig. 6.2.5 Comparison of wake velocity profiles at $x/D_V=10, 20, 30, 40$ for Single and Canard-types

각 배치방식들에 대해 터빈으로부터 멀리 떨어진 $x/D_V=80, 120, 160, 200, 240$ 지점에서의 속도분포를 비교하였다(Fig. 6.2.6). 전반적으로 인접한 터빈 후류영역에서 Single-type에 비해 상대적으로 느린 속도회복을 보였고, 비대칭 분포를 갖는 것을 확인하였는데, 터빈이 인접할수록 터빈의 성능은 좋아지나, 후류에서의 속도회복은 느려지는 것을 확인하였다. 또한, 이러한 결과는 터빈이 인접함에 따라 터빈 배치시 열과 열사이의 종방향 거리가 증가함을 의미한다.



(a) Single-type and Dual



(b) Triple and Hextuple

Fig. 6.2.6 Comparison of wake velocity profiles at $x/D_V=80, 120, 160, 200, 240$ for Single and Canard-types

앞서 얻은 속도분포 결과를 바탕으로 각 type에 대해 후류영역에서의 속도가 회복되는 정도를 알아보기 위해 터빈 하류방향 $x/D_V=10\sim 240$ 구간에서의 속도비 (V_x/V_∞)를 Fig. 6.2.7에 나타내었다. Canard-type은 Single-type에 비해 $x/D_V=10$ 근방에서는 터빈과 터빈사이의 속도증가에 기인하여 속도비가 크지만, 인접한 터빈이 증가할수록 후류속도가 느리게 회복되는 특성을 보였다. 이러한 결과를 바탕으로 터빈을 2열 이상 배치하는 경우 1열 이후에 2열에서의 발전량을 구하기 위해서는 임의의 종방향 지점에 배치되는 2열에서의 속도결손이 필요하므로, 식 (6.1)을 이용하여 속도결손평균($(V_{def})_{mean}$)을 구하였고, $(V_{def})_{mean}=0.1$ 은 속도가 90% 회복된 것을 의미한다(Fig. 6.2.7). 또한, 임의의 종방향 위치(x/D_V)에서의 속도결손을 파악하기 쉽도록 각 type의 속도결손 결과에 대한 회귀곡선을 x/D_V 와 $(V_{def})_{mean}$ 의 함수로 구하였다. 이 때, 각 type에 따른 함수 및 각 항 계수 (a, b, c)를 S1과 S2로 나누어 Table 6.2.1, 2에 각각 나타내었는데, Fig. 6.2.8의 속도결손결과를 하나의 함수로 나타낼 경우 임의의 지점에서 속도결손결과의 오차가 상당히 커짐에 따라 두 구간으로 나누었고, 각 구간에서의 해당 함수와 계수를 사용하면 임의의 x/D_V 에서의 속도결손을 알 수 있도록 하였다. 또한, R^2 은 회귀식이 실제값을 어느 정도 잘 따르는지를 나타내는 결정계수를 의미하고, 1에 가까울수록 실제 값과 오차가 작음을 의미하며, Canard-type의 R^2 은 1

에 근접하므로 오차가 상당히 작음을 알 수 있다. 단, 각 속도결손평균함수는 x/D_V 범위 내에서만 적용되었다.

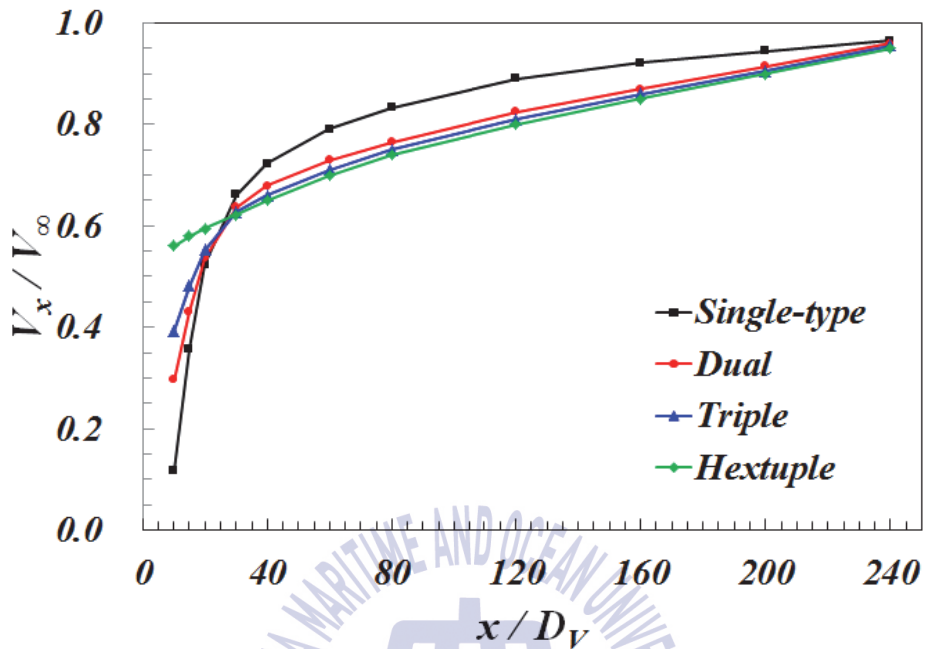


Fig. 6.2.7 V_x/V_∞ with respect to x/D_V for Single and Canard-types

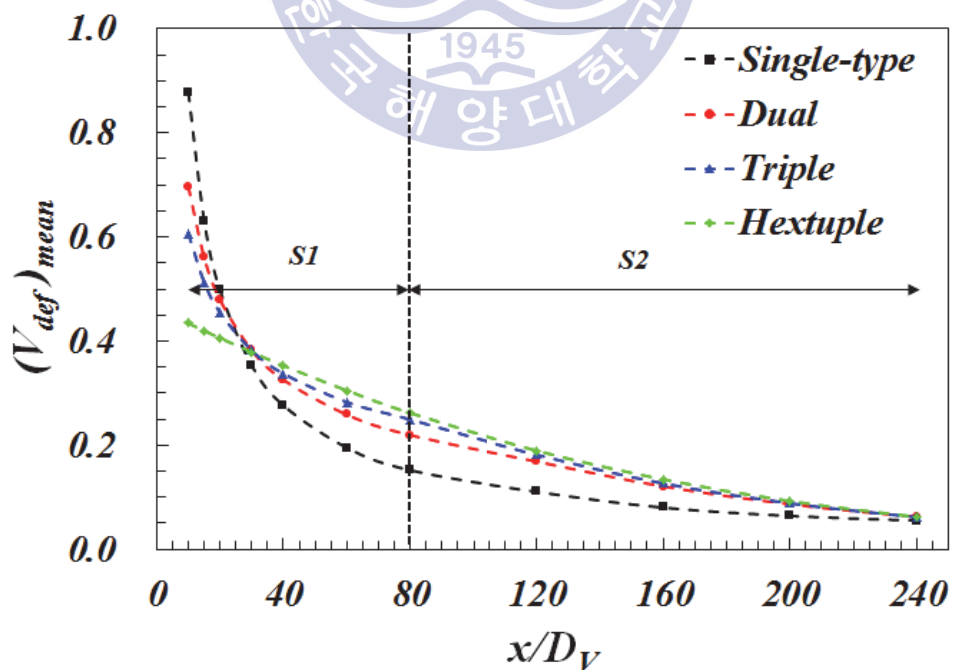


Fig. 6.2.8 $(V_{def})_{mean}$ with respect to x/D_V for Single and Canard-types

$$(V_{\text{def}})_{\text{mean}} = 1 - (V_x / V_{\infty}) \quad (6.1)$$

Table 6.2.1 Functions, factors and R^2 of S1 ($10 \leq x/D_V \leq 80$) for each types

Arrangement type	Function	a	b	c	R^2
Single-type	$(V_{\text{def}})_{\text{mean}} = a[1 + (x/D_V)]^b$	7.220	-0.879	-	0.9964
Dual		2.793	-0.579	-	0.9927
Triple		1.765	-0.446	-	0.9969
Hextuple	$(V_{\text{def}})_{\text{mean}} = e^{[(a + b(x/D_V) + c(x/D_V)^2)]}$	-0.768	-0.006	-7.683×10^{-6}	0.9950

Table 6.2.2 Functions, factors and R^2 of S2 ($80 < x/D_V \leq 240$) for each types

Arrangement type	Function	a	b	c	R^2
Single-type	$(V_{\text{def}})_{\text{mean}} = a \times b^{[(x/D_V)]}$	0.381	0.990	-	0.9648
Dual		0.460	0.992	-	0.9663
Triple		0.536	0.991	-	0.9611
Hextuple	$(V_{\text{def}})_{\text{mean}} = e^{[(a + b(x/D_V) + c(x/D_V)^2)]}$	-0.768	-0.006	-7.683×10^{-6}	0.9950

위 결과를 토대로 각 Canard-type에 따른 속도결손이 0.1, 0.15, 0.2인 종방향 지점을 Fig. 6.2.9와 같이 구하였다. 결과에서 터빈이 인접하게 되면 터빈 후류 영역에서의 속도가 유입속도의 90%가 회복되는 지점은 Single-type에 비해 최소 1.26배 이상의 거리가 확보되어야 한다는 것을 의미하고, 터빈 배치시 2열에서의 발전량은 Canard-type에 따른 속도결손 결과에 따라 달라질 수 있음을 시사한다.

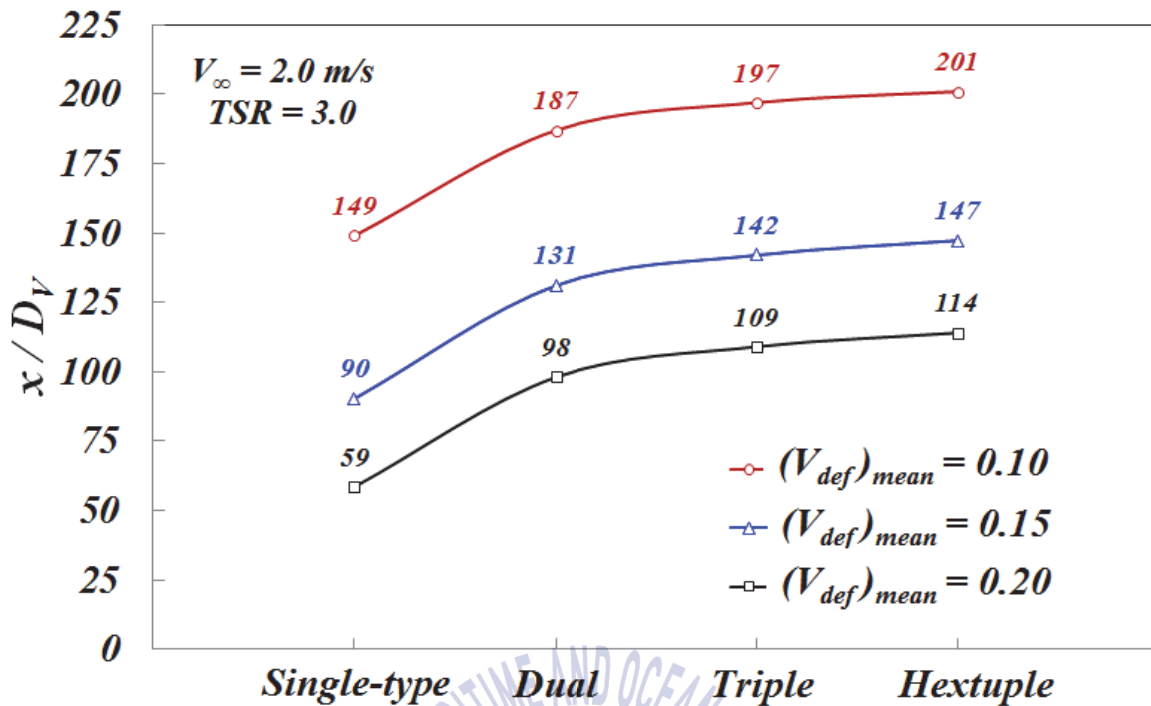


Fig. 6.2.9 Longitudinal position of $(V_{def})_{mean}=0.1, 0.15, 0.2$ for Single and Canard-types

6.3 터빈 배치기준 및 방법

수직축 터빈의 상호영향으로 인해 수평축 터빈과 유사한 Single-type보다는 Canard-type으로 배치하는 것이 성능면에서 유리하지만, 속도회복이 느린 특성을 확인하였다. 수직축 터빈을 이용하여 여러 개의 열로 배치하기 위해서는 이러한 상호영향 특성을 활용하는 수직축 터빈만의 배치방법이 있어야 하지만 전술한 바와 같이 그러한 것은 현재 전무하다. 기존 수평축 터빈 단지배치는 종방향 및 폭방향으로 터빈 후류영역 내에 각 터빈이 구동되지 않도록 하는 즉, 서로 간섭을 받지 않기 위한 배치구조를 이루고 있고, 이는 터빈의 성능을 최대한 확보되도록 하여 한정된 영역 내에서 최대 발전량을 얻을 수 있도록 하는 것이 주요 기준이자 배치 목적이라 할 수 있다. 또한, 수직축 터빈의 배치도 동일한 목적을 가져야 한다면 마찬가지로 한정된 해역 내에 최대한 많은 터빈을 배치하고, 상호영향을 이용하는 배치가 이루어져야 할 것이다.

수직축 터빈 배치 기준을 바탕으로 Fig. 6.3.1에 나타난 Non-staggered와

Staggered 배치구조를 각 Canard-type에 2열로 배치 적용하는 경우에 대해 총 발전량 및 단위 터빈당 발전량을 예측하여 유리한 배치방법을 조사하고자 하였으며, Table 6.3.1에 나타난 것과 같이 L_1 , L_2 를 3개의 한정된 해역(Site A, B, C)으로 나누고, Table 6.3.2에 나타난 임의의 L_3 에 따른 총 16개의 시나리오 (Scenario number; Sn)대해 총 발전량 및 단위 터빈당 발전량을 비교하였다.

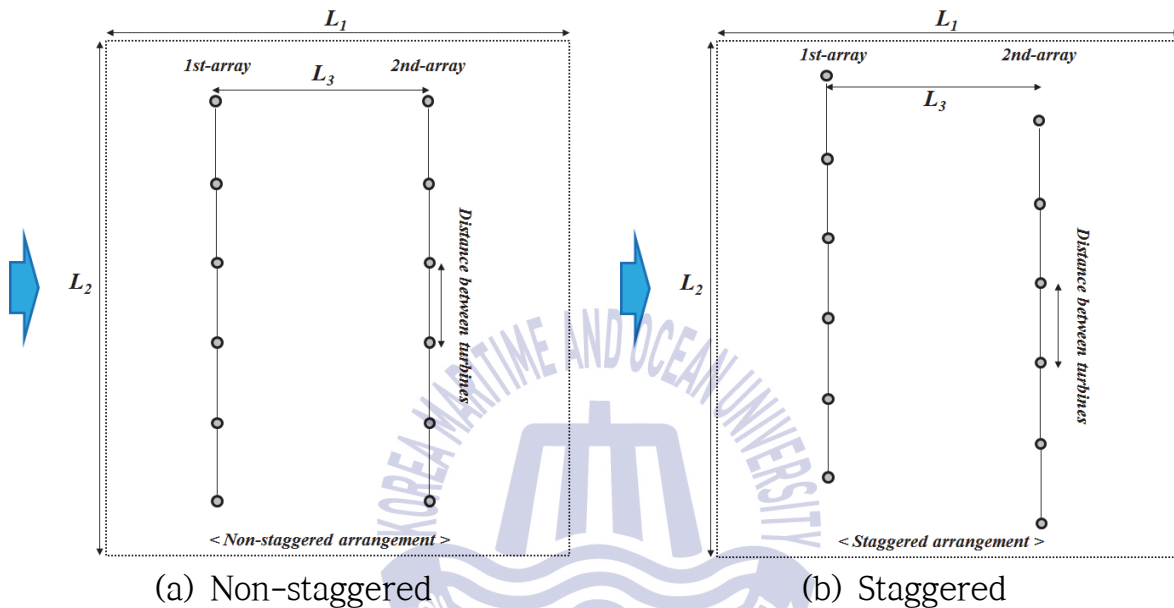


Fig. 6.3.1 Example of typical arrangements for turbine

Table 6.3.1 Size of three sites

Site	L_1 / D_V	L_2 / D_V	Ratio of L_1 and L_2
A	20	100	1 : 5
B	100	100	1 : 1
C	50	150	1 : 3

Table 6.3.2 Scenarios for site A, B, C

Site	Scenario number (Sn)	L_3 / D_V	No. of turbine		Distance between Sets
			1st-array	2nd-array	
A	A1	10	6	6	12 D_V
	A2	12			
	A3	16			
	A4	20			
B	B1	10	6	6	12 D_V
	B2	20			
	B3	40			
	B4	60			
	B5	80			
	B6	100			
C	C1	10	12	12	12 D_V
	C2	15			
	C3	20			
	C4	30			
	C5	40			
	C6	50			

한편, 터빈의 2열 배치에 따른 발전량을 각 배치방식별로 비교하기 위해서는 1열 터빈에서 발생하는 후류에서 작동되는 터빈의 성능 즉, 불균일한 유입조건에 대한 2열 터빈에 대한 성능감소를 고려해야 하는데, 이에 대한 수평축 터빈의 선행연구로 Turnock et al.(2011)과 Bai et al.(2013)은 actuator disc를 이용하여 각각 RANS-BEMT, BEMT 모델을 이용하여 터빈간 종방향 거리에 따른 성능변화를 예측하고자 하였고, Churchfield et al.(2012)은 LES 모델을 이용한 후류 특성 및 배치에 따른 터빈의 성능을 비교하고자 하였다. Turnock et al.(2011)과 Bai et al.(2013)의 결과에서 종방향 거리가 터빈 직경의 6배가 이격되어 배치될 경우 2열 터빈의 발전량은 1열 터빈 발전량에 비해 터빈 디스크 면적으로 유입되는 평균속도의 3승에 비례하여 감소됨을 확인하였다. 이러한 결과들을 토대로 2차원 수직축 터빈 2기를 종방향으로 80배 이격해 배치하여 성능을 조사한 결과 전방 터빈의 평균동력계수는 0.37, 후방 터빈은 0.232로 성능의 차이는 토크가 크게 발생하는 구간에서 주로 발생함을 확인하였다(Fig. 6.3.2). 발전량은

각각 7.4kW, 4.64kW로 후방 터빈 발전량은 전방터빈에 비해 약 62.7%정도로 감소함을 알 수 있었고, Single-type의 80D_V지점에서 터빈 디스크로 유입되는 후류속도를 평균한 속도비($V_x/V_\infty = 0.843$)를 세제공하면 약 0.6임을 알 수 있었으며, 이는 성능해석을 통한 후방 터빈의 발전량이 감소하는 비율과 거의 일치함을 확인하였다. 이러한 결과를 토대로 각 배치방식에 따른 속도결손결과를 이용하여 2열 터빈의 발전량은 임의의 종방향 지점에서의 평균속도를 세제공하여 예측하였으며, 터빈의 배치에 따른 발전량 예측시 2열에 한해 적용되었다. 3열 이상의 터빈 배치에 따른 발전량을 예측하기 위해서는 추후 2열 이후의 후류특성에 대한 연구가 진행되어야 할 것으로 예상된다.

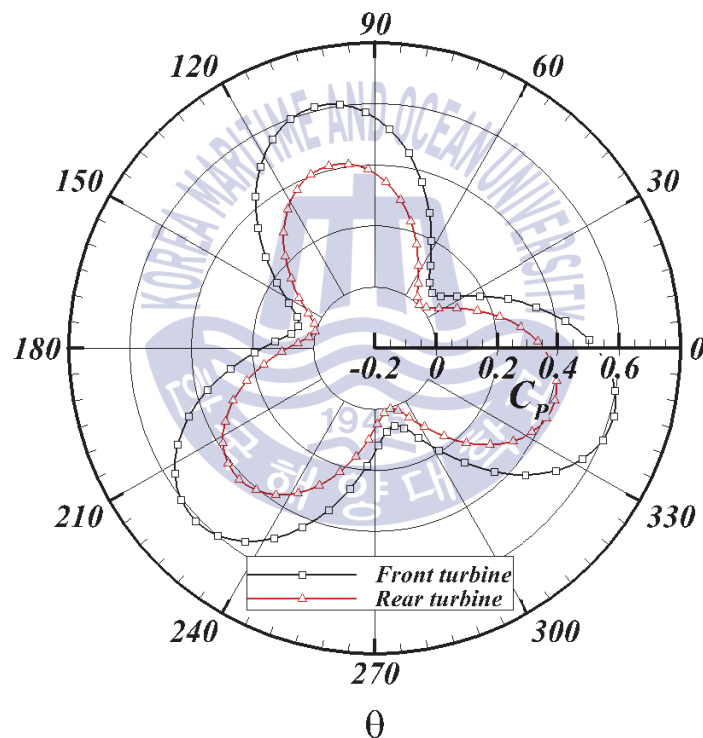
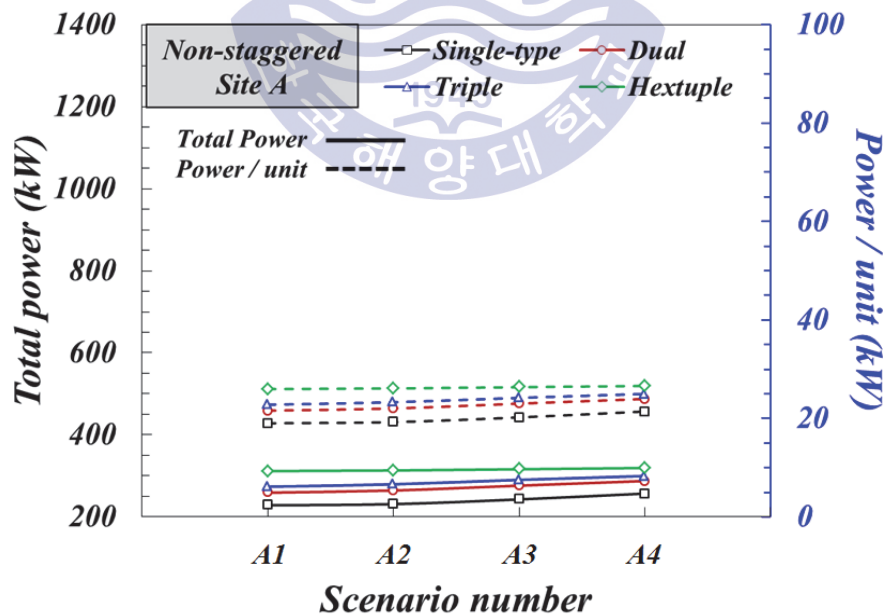


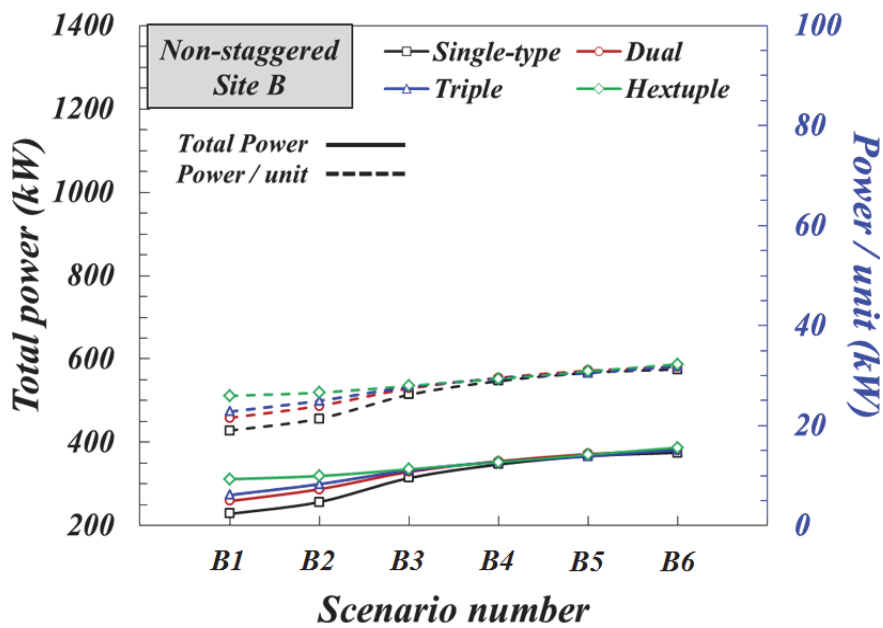
Fig. 6.3.2 Comparison of C_p as azimuthal angle for front and rear turbine

각 site의 다양한 시나리오를 Non-staggered로 배치한 경우에 대해 각 배치방식에 따른 총 발전량 및 단위 터빈당 발전량을 비교하였으며, Site A, B는 총 12기, Site C는 총 24기를 배치한 경우이다(Fig. 6.3.3). Site A인 경우 A1~A4로 갈수록 터빈간 거리가 증가함에 따라 속도회복이 좋아져 발전량이 증가됨을 알 수 있었는데, 총 발전량 및 단위 터빈당 발전량 면에서 Single-type, Dual,

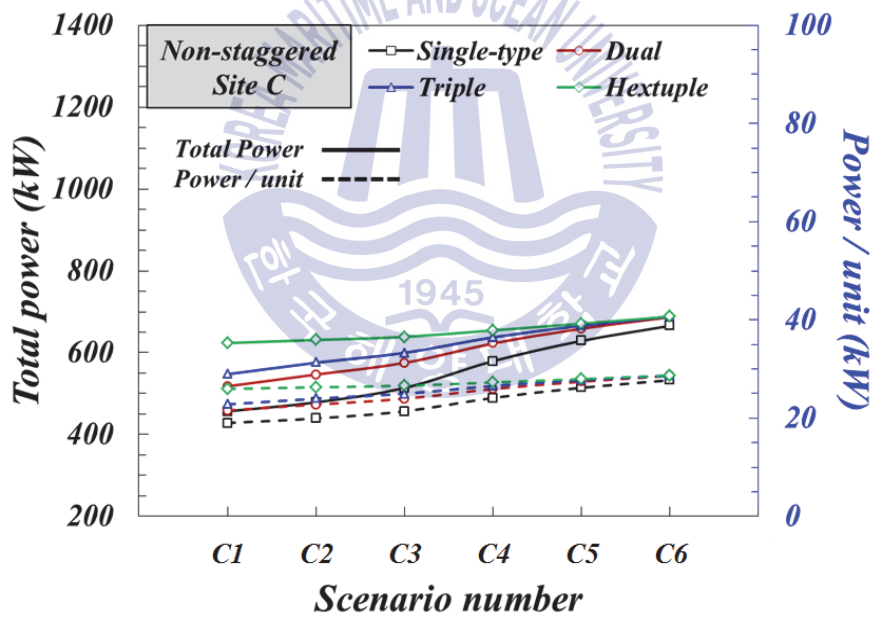
Triple, Hextuple 순으로 유리함을 알 수 있었으며, A4의 경우 Hextuple로 적용할 경우 총 발전량 319kW, 단위 터빈당 발전량 27kW를 추출할 수 있었다. Site B인 경우 B1, B2에서는 Hextuple이 가장 유리한 것으로 조사되었지만, B3에서는 각 Canard-type의 차이는 거의 없고, Single-type보다 다소 유리한 것으로 조사되었다. 또한, B4~B6에서는 Single-type과 Canard-type의 차이가 거의 없음을 확인하였는데, 이는 Canard-type에 비해 Single-type의 속도회복이 급격하게 좋아짐에 따른 결과라고 판단된다. Site C는 C1~C5의 경우 Hextuple이 가장 유리한 것으로 조사되었고, C6의 경우 Canard-type에 따른 차이는 거의 없이 Single-type보다 유리한 배치방법임을 확인하였으며, Hextuple로 적용했을 때, 총 발전량 688kW, 단위 터빈당 발전량 29kW로 조사되었다. Non-staggered로 배치할 경우 Canard-type이 Single-type에 비해 발전량 측면에서 유리한 배치방법이지만, 경우에 따라 Single-type과의 차이가 없는 경우도 있으므로, 해역의 크기에 따라 선택적으로 배치를 수행해야 함을 확인하였다.



(a) Site A



(b) Site B

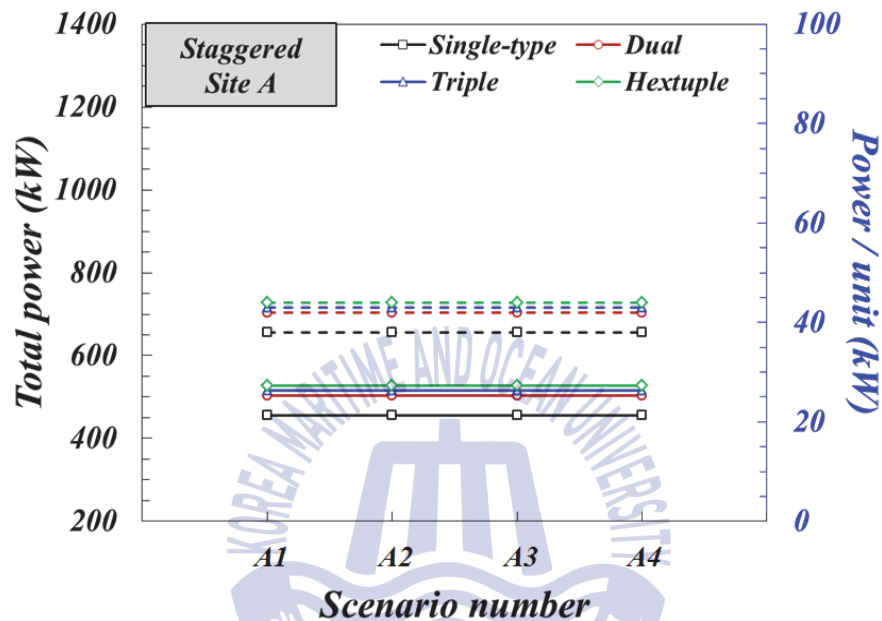


(c) Site C

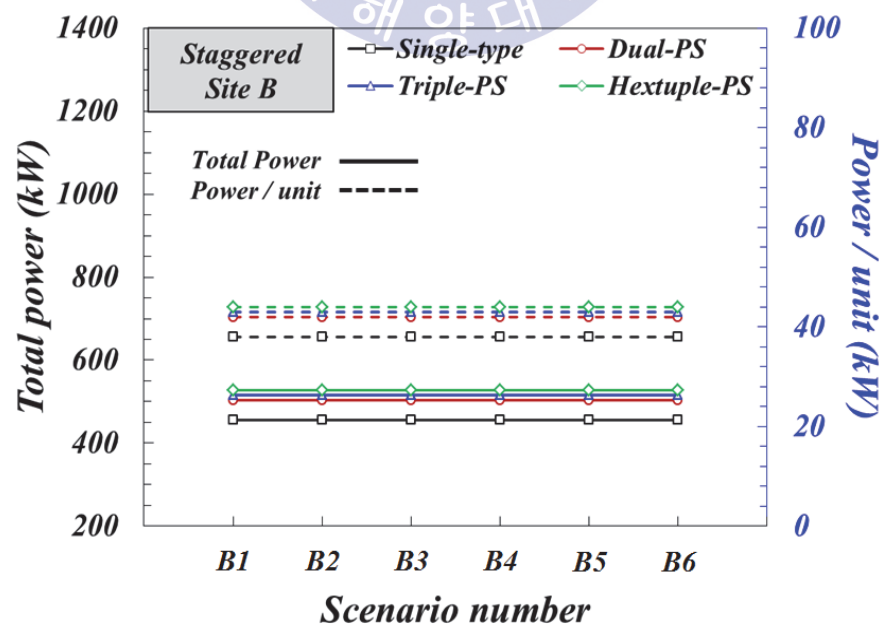
Fig. 6.3.3 Comparison of total power and power per unit for non-staggered arrangement

각 site의 시나리오를 Staggered 방식으로 배치한 경우에 대해 각 배치방식에 따른 결과를 비교하였다(Fig. 6.3.4). 모든 Site A, B, C에서 각 시나리오에 따른 결과가 동일한 것을 알 수 있는데, 이는 Staggered 방식으로 배치하는 경우 2열의 터빈이 1열 터빈의 후류영역에 포함되어 있지 않게 되므로, 2열에서의 터빈

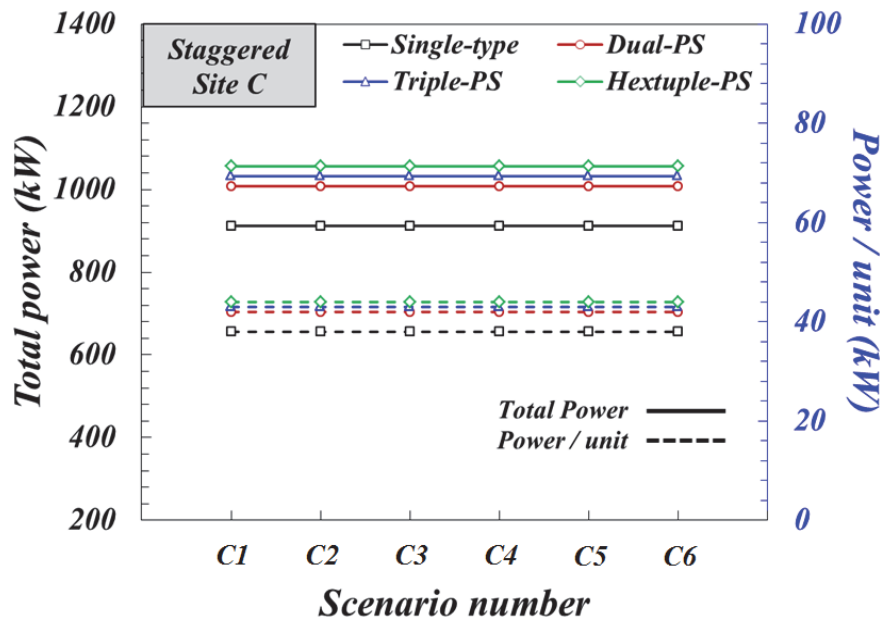
발전량은 1열에서의 발전량과 동일한 발전량을 추출할 수 있었다. 또한, 배치방식 중 Hextuple이 가장 많은 발전량을 추출할 수 있음을 확인하였고, 이를 적용할 경우 Site A, B는 총 발전량 528kW, C는 총 발전량 1,056kW를 추출 가능함을 알 수 있었으며, Non-staggered 방식은 Staggered 방식에 비해 더 높은 발전량을 추출가능한 배치구조임을 확인할 수 있었다.



(a) Site A



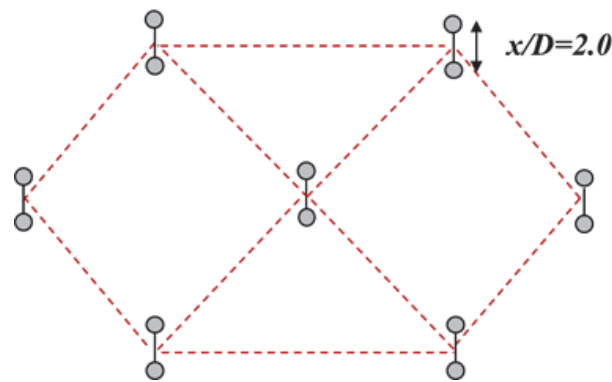
(b) Site B



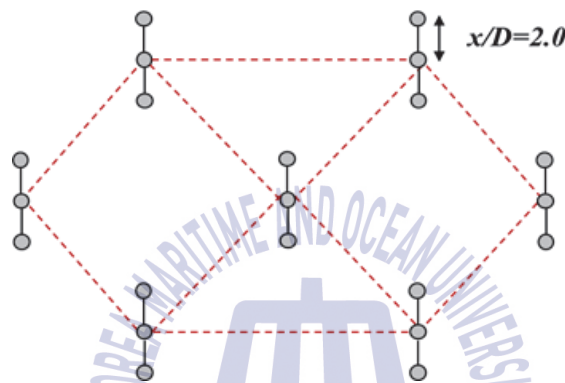
(c) Site C

Fig. 6.3.4 Comparison of total power and power per unit for staggered arrangement

상기 Non-staggered 방식과 Staggered 방식에 대한 결과들을 종합해보면 동일한 수의 터빈을 2열로 배치할 때, Staggered 방식이 Non-staggered 방식에 비해 발전량 측면에서 유리한 배치방식임을 확인하였고, Canard-type은 Single-type에 비해 상호영향으로 인해 단위 터빈당 발전량이 높고, 그에 따라 한정된 영역 내에 최대 발전량을 얻을 수 있는 배치방법임을 확인하였다. 또한, Canard-type 중 Hextuple이 가장 높은 발전량을 추출할 수 있는 배치방법이지만, Non-staggered 방식을 적용한 결과로부터 경우에 따라 Dual, Triple을 유동적으로 적용 가능한 배치방법이 될 수 있음을 확인하였다. 따라서 가능하다면 Hextuple로 배치하는 것이 발전량 측면에서 가장 유리하지만, 제한된 해역에 선택적으로 Fig. 6.3.5와 같이 육각형 Staggered 구조를 갖는 Dual 및 Triple로 배치하는 방법을 제안하고자 하였다.



(a) Dual-type



(b) Triple-type

Fig. 6.3.5 Hexagonal staggered arrangements proposed

현재 수직축 터빈의 배치 결과에 대한 보다 높은 신뢰성을 확보하기 위해서는 크게 두 가지에 대한 조사가 요구된다. 첫 번째는 난류강도에 대한 영향인데, 앞서 언급한 바와 같이 수평축 터빈에 대한 연구 자료들에서 난류강도에 따라 후류의 특성이 달라짐을 확인하였다. 특히, Mycek et al.(2014)은 수평축 터빈을 대상으로 수조(Wave and current flume tank) 실험을 통해 난류강도 3%와 15% 조건에서 터빈 후류 특성을 비교한 결과 15%인 경우 3%일 때 비해 속도회복이 훨씬 더 빠르고, 후류의 속도 확산이 다르며, 터빈 회전축을 중심으로 속도가 비대칭 분포를 보이는 것을 밝힌 바 있으며, Afgan et al.(2013)도 수평축 터빈을 대상으로 수치해석시 난류강도 1, 10, 20%인 경우에 대해 난류모델에 따른 후류영역의 속도를 예측하였는데, 난류강도가 증가함에 따라 속도가 빨리 회복됨을 밝힌 바 있다. 이들 결과에서 알 수 있듯이 난류강도에 따라 속도결손이 다르고, 이는 터빈 종방향 배치간격이 달라진다는 것을 의미하므로,

현재 결과가 난류강도 2.5%임을 감안한다면 이보다 더 높은 난류강도일 때 속도결손 결과가 달라질 수 있음을 시사한다.

난류강도는 터빈 배치에 있어 상당히 중요하게 고려되어야 할 요소이지만, 현재 이에 대한 연구를 다양한 기법들을 이용해 지속적으로 수행되고 있는 추세이고, 주로 대상으로 하고 있는 터빈 방식이 수평축 터빈이라는 점에서 난류강도를 고려한 수직축 터빈 배치에 대한 연구 또한 계속 진행해야 할 것으로 예상된다.

두 번째는 불균일 유입조건에 대한 영향인데, 전방 터빈에서 발생하는 후류를 후방 터빈이 받게 되고, 후방 터빈은 터빈 디스크 면적에 걸쳐 불균일한 흐름을 받게 된다. 수평축 터빈의 후류를 연구하는 여러 연구자들(Churchfield et al., Afgan et al., Turnock et al., Mycek et al., Pierella et al.)은 터빈 후류영역에서의 속도는 전방 터빈에서 발생하는 후류가 회복되어 후방 터빈이 받게 되는 속도는 터빈 디스크의 중심지점에서는 속도가 느리고, 터빈 디스크의 끝 부분에서는 상대적으로 속도가 빠른 불균일한 분포를 가지는 것을 밝힌 바 있다. 이러한 결과들을 통해 터빈 배치시 2열 터빈의 성능 및 발전량은 1열 터빈의 후류 속도분포에 따라 달라질 수 있고, 2열 터빈의 후류 속도분포는 1열 터빈의 분포와는 달라질 수 있으므로, 3열 이상의 터빈 배치는 비대칭 속도분포를 갖는 불균일한 유입으로 인해 터빈 성능이 달라질 수 있음을 시사한다. 또한, 일렬로 배치되는 Canard-type을 3열 이상 배치할 경우 후류영역에서의 속도분포가 비대칭 특성이 심해지는 것을 고려한다면 앞서 언급한 난류강도에 대한 영향과 더불어 불균일 유입조건에 따른 성능 및 후류 특성에 대한 연구 또한 지속적으로 수행되어야 할 것으로 예상된다.

6.4 결론

수직축 터빈의 상호영향을 고려한 터빈 배치를 위해 터빈 6기를 대상으로 Single-type과 Canard-type으로 나누어 유속 2m/s, TSR=3.0 조건에서 수치해석을 수행하였고, Canard-type은 Dual, Triple, Hextuple로 구분하여 각각 수치해석을 수행하여 성능 및 발전량을 예측하였다. 인접한 터빈수가 증가함에 따라 성능이 유리하지만, 후류영역에서의 속도가 더디게 회복됨을 확인하였으며, 이는 수직축 터빈 배치시 발전량을 최대로 얻기 위해서는 열과 열사이의 거리가 증가하게 됨을 알 수 있었다.

2열 이상의 터빈 배치에 따른 발전량을 파악하기 위해 1열에서 발생하는 터빈의 후류 속도를 터빈 직경의 10배 떨어진 지점부터 240배 구간까지의 속도결손을 조사하였다. 또한, 각 Canard-type에 따른 속도결손 결과를 바탕으로 임의의 지점에서 속도결손을 알 수 있도록 회귀식을 도출하였고, 속도결손이 0.1인 지점을 파악한 결과 Single-type은 터빈 직경의 149배, Dual은 187배, Triple은 197배, Hextuple은 201배인 것을 알 수 있었다. 또한, 간단한 2차원 계산으로 수직축 터빈 2기를 터빈 직경의 80배 이격하여 종방향으로 배치한 결과 후방 터빈의 발전량은 전방 터빈에 비해 약 62.7%정도로 감소하였고, 발전량 감소 비율은 후류영역의 속도결손 결과에서 후방 터빈 디스크로 유입되는 속도비를 세제곱한 값과 거의 일치함을 확인하였다. 터빈 배치시 2열 터빈의 발전량은 1열 터빈의 후류 영역에서 임의의 종방향 지점에서의 속도결손 결과를 이용하여 예측가능함을 알 수 있었으며, 이러한 후방 터빈 발전량 예측방법은 2열에 한해 적용되었다.

성능 및 속도결손 결과를 바탕으로 터빈을 크기가 다른 세 개의 해역에 2열로 Non-staggered와 Staggered 배치구조를 가질 때, Single-type과 Canard-type을 적용하는 경우 임의의 배치 시나리오(총 16개)에 따른 총 발전량 및 단위 터빈당 발전량을 조사하였다.

Non-staggered와 Staggered 방식에 따른 결과를 종합해볼 때, 한정된 영역 내에 동일한 수의 터빈을 배치할 경우 Hextuple이 총 발전량 및 단위 터빈당 발

전량 측면에서 가장 유리함을 확인하였고, Staggered 방식이 Non-staggered 방식에 비해 더 높은 발전량을 추출가능한 발전방식임을 확인하였다. 또한, 가능하다면 Canard-type중 Hextuple이 발전량 측면에서 가장 유리한 배치방법이나, Dual 및 Triple은 제한된 크기의 해역에 유동적으로 적용 배치가 가능하므로, 육각형 Staggered 구조를 갖는 Dual 및 Triple-type을 최종 제안하고자 하였다.



제 7 장 결 론 및 향후 연구내용

7.1 결 론

본 논문은 조류발전용 터빈에 대해 터빈간의 상호영향에 따른 성능을 고려한 터빈 배치와 관련된 내용을 다루고 있다. 2009년부터 2012년까지 조류발전원천기술연구센터에 참여하여 터빈의 성능에 대해 연구한 내용을 바탕으로 후속 연구를 지속적으로 진행하여 얻은 결과임을 밝힌다. 연구는 주로 수치해석을 이용하였고, 신뢰성 확보를 위해 성능해석모델에 대한 검증을 위해 타 연구자들의 실험 결과와 비교하였다. 수치해석은 범용 해석코드인 FLUENT를 이용하였고, 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 조류발전용 터빈 검증 및 성능해석

조류발전용 터빈 성능해석에 앞서 고정수중익, 수평축 터빈, 수직축 터빈으로 크게 세 가지로 나누어 검증을 수행하였고, 터빈을 회전하지 않고 회전영역에 상대속도를 부여하는 기법인 MRF 모델과 직접 회전시키는 기법인 SMM을 수평축 터빈과 수직축 터빈에 각각 적용하였다. 또한, 검증결과를 바탕으로 Hyun(2012)이 제안한 터빈을 대상으로 성능해석을 수행하였다.

고정 수중익은 $Re=3 \times 10^6$ 에서 2차원 및 3차원 수치계산으로 받음각 $\pm 22^\circ$ 에 따른 양·항력계수를 실험결과와 비교하였는데, 실속이 발생하는 받음각을 잘 예측함을 알 수 있었고, 3차원 고정익은 날개 끝단에서 발생하는 복잡한 유동으로 인해 2차원에 비해 양력계수가 작게 예측됨을 알 수 있었으며, 이러한 날개 끝단에서의 3차원적 효과로 인한 양력 손실은 수직축 터빈의 성능해석시 2차원과 3차원 성능해석 결과가 상이할 수 있음을 파악하였다.

수평축 터빈의 검증은 Bahaj et al.(2007), Hyun(2012), Park et al.(2014)이 제

안한 각 모델에 대해 실험 혹은 수치해석과 동일한 조건으로 해석한 결과 전반적으로 잘 일치함을 확인하였고, 통상 선박의 추진기나 풍력터빈의 해석시 사용되고 있는 MRF 모델을 이용한 수평축 터빈의 성능해석기법에 대한 검증을 완료하였다.

수직축 터빈의 검증은 Rawlings(2005)의 실험 및 수치해석 결과를 바탕으로 2차원 해석 결과와 비교하는 방법으로 수행되었는데, 실험으로 얻은 성능과 상당한 차이가 있음을 알 수 있었다. 3차원 터빈 수치계산은 2차원에 비해 막대한 계산량이 요구되므로, 상대적으로 성능평가가 수월한 2차원 계산결과에 대한 신뢰성을 확보하기 위해 2차원 결과와 실험결과와의 차이를 터빈 날개의 3차원 효과로 인한 성능감소분과 터빈 지지구조물인 스트럿 부착으로 인한 성능감소분으로 나누어 각각에 대한 성능 감소분을 2차원 결과에 반영하여 이를 실험결과와 비교하는 일련의 과정을 제안하였다. 3차원 효과로 인한 성능 감소분은 Hyun and Lee(2013)가 제안한 스펜-직경비에 따른 3차원 보정계수를 사용하였고, 스트럿으로 인한 성능감소분은 Rawling(2005)의 실험결과를 그대로 사용하였으며, 이를 Rawlings(2005)의 터빈을 대상으로 실험과 동일한 조건에서 수행한 2차원 수치계산 결과에 반영한 결과 실험결과와 상당히 잘 일치함을 확인하였다.

검증한 결과를 바탕으로 직경 8m인 수평축 터빈과 5m인 수직축 터빈에 대한 성능을 조사하였다. 수평축 터빈은 회전속도를 고정시킨 상태에서 유속을 변화시키며 성능을 파악하였는데, TSR=5.0에서 효율 약 0.46을 얻을 수 있었고, 약 92kW의 발전량이 예측되었다. 수직축 터빈은 2차원 및 3차원으로 유속을 고정시킨 상태에서 회전속도를 변화시키며 성능을 조사하였는데, TSR=3.0에서 2차원 효율은 약 0.48, 3차원 효율은 약 0.41로 나타났는데, 3차원 터빈의 성능은 2차원에 비해 TSR=3.0에서 약 15%정도 감소함을 확인하였다. 이러한 차이에 대한 원인으로는 터빈이 회전 중에 토크를 크게 내어주는 구간에서 날개 끝단 부근은 중앙부에 비해 leading edge에서의 압력차가 감소함에 기인한 것으로 조사되었다. 또한, 이러한 결과를 바탕으로 다양한 TSR에 대해 스펜-직경비에 따른 3차원 성능을 확보할 경우 2차원 성능을 3차원 성능으로 보정하는 계수를

도출할 수 있고, 이를 터빈 설계 측면에서 활용한다면 2차원으로 수월하게 확보한 성능을 보정계수를 활용하여 3차원 터빈 성능을 예측하는 상당히 경제적인 방법이 될 수 있을 것으로 예상된다.

2. 듀얼 터빈의 상호영향에 따른 성능해석

수평축 및 수직축 터빈 2기를 인접하게 배치한 듀얼 수평축 터빈과 듀얼 수직축 터빈의 성능을 단독 터빈 성능과 비교하였다. 듀얼 수평축 터빈은 동일한 크기의 터빈을 터빈 직경의 1.25배, 2.5배만큼 거리를 두고 일렬로 배치한 결과 단독 터빈의 성능과 거의 유사함을 확인하였으며, 압력면과 흡입면의 압력분포 및 터빈 주위의 속도분포를 비교해본 결과 단독 터빈과 거의 흡사함을 확인하였다. 이는 흐름이 터빈 회전축에 평행하게 유입되므로, 각 터빈 날개의 후류가 서로 영향을 거의 주지 않음에 기인한 것으로 판단된다.

듀얼 수직축 터빈은 각 터빈의 회전방향, 거리에 따른 성능변화를 조사하였다. 각 터빈이 반시계-시계방향, 반시계-반시계방향, 시계-반시계방향으로 회전하는 세 가지 경우에 대해 터빈 직경의 2배만큼 떨어진 위치에 있도록 배치하여 TSR=3.0에서의 성능을 조사하였다. 회전방향에 따른 터빈 전체의 효율은 단독 터빈 대비 약 9.2%, 7.5%, 6.7%정도 향상됨을 확인하였고, 세 경우 중 반시계-시계방향으로 회전하는 터빈이 가장 유리함을 확인하였다. 터빈과 터빈 사이의 흐름이 터빈이 인접함에 따라 그 속도가 증가하여 토크가 크게 발생하는 구간에서의 날개 압력면과 흡입면의 압력차가 증가하여 효율이 향상됨을 확인하였고, 그러한 특징은 반시계-시계방향으로 회전하는 터빈에서 가장 크게 나타남에 따라 효율이 가장 유리하게 예측된 것으로 판단된다.

터빈간 거리에 대한 영향을 조사하기 위해 세 가지 회전방향에 대하여 각 터빈 간격을 터빈 직경의 2배에서 6배까지 변화시켜가며 성능을 조사하였고, 반시계-시계방향으로 회전하는 터빈은 15배까지 거리를 두고 성능을 조사하였다. 전반적으로는 터빈 간격이 멀어짐에 따라 성능이 점차 감소함을 확인하였고, 간격이 터빈 직경의 6배만큼 멀리 배치될 경우 회전방향과는 무관하게 성능이 거의 유사해짐을 확인하였으며, 12배만큼 떨어지도록 배치한 경우 단독 터빈의

성능과 거의 유사해짐을 확인하였다. 결론적으로 조류발전용 터빈을 인접하게 배치하는 경우 수평축 터빈보다 수직축 터빈이 성능변화가 심한 것을 알 수 있었고, 효율 및 발전량 측면에서 회전방향 및 거리를 고려하여 배치해야 함을 알 수 있었다.

3. 불균일 입구조건에의 조류발전용 터빈 적용

원자력 발전소 시스템의 냉각을 위해 사용한 해수를 방수로로 배출하는 과정에서 초당 평균 50ton정도 되는 상당한 유량이 방수로로 유입됨에 따라 그 입구에서의 큰 운동에너지가 존재하여 이를 이용하는 조류발전용 터빈 시스템에 착안하여, 제한된 수로에 일정 입구를 통해 빠른 속도로 유입되는 불균일한 흐름 속에 구동되는 터빈의 성능을 연구하고자 하였다. 수평축 터빈을 대상으로 입구와 터빈간 거리에 따른 성능변화를 조사하였으며, 수직축 터빈을 대상으로 입구와 터빈간 거리, 회전방향, 직경 변화에 따른 효율 및 발전량을 예측하였다.

터빈 성능해석에 앞서 발전소 방수로를 직사각형 제한수로로 가정하고, 불균일한 입구조건에 대한 수치해석을 수행하였으며, 실험 결과와 비교하여 검증하였다. 이를 바탕으로 입구 1, 2개에 대한 수치해석을 수행하였는데, 터빈 배치는 작동 유속을 감안하여 입구 직경의 4배 이내에 배치하는 것이 적절할 것임을 확인하였다.

유속 4.5m/s인 조건에서 입구 직경과 동일한 크기의 수평축 터빈을 입구로부터 입구 직경의 1, 2, 4배 거리에 배치한 경우에 대해 거리에 따른 성능 및 발전량을 예측하였다. 터빈이 입구에 가까이 있을수록 성능이 가장 유리하였는데, 효율은 약 0.42, 발전량은 약 94kW로 예측되었고, 4배 거리에 배치한 경우 효율은 약 0.34, 발전량은 약 74kW로 예측되었다. 거리가 증가함에 따른 성능 변화의 원인은 거리가 증가함에 따라 유속이 감소되어 압력면과 흡입면에서의 압력차가 줄어들어 기인한 것으로 조사되었고, 그에 따라 날개 끝단 후류에서 발생하는 와류의 크기가 다소 감소하는 특성을 확인하였다. 또한, 발전소 특성상 터빈 배치로 인한 영향이 없어야 하므로, 이에 대한 영향을 알아보기 위해 입

구와 터빈간 거리에 따라 입구에서의 압력변화를 조사한 결과, 입구 직경의 4배 거리에서는 압력변화가 없는 것으로 조사되었고, 불균일한 유입조건을 갖는 경우 터빈 배치 기준으로 입구 직경 4배 지점에 터빈이 배치되어야 함을 알 수 있었고, 가동율 70% 기준, 연평균 454MWh 정도의 발전량을 추출할 수 있을 것으로 예상된다.

입구 크기와 동일한 직경을 갖는 수직축 터빈에 대해 유속 2.0m/s, TSR=3.0 조건에서 입구-터빈간 거리에 따른 성능을 조사하였는데, 불균일한 유입조건에서의 터빈 성능은 균일한 조건에서의 터빈 성능 대비 약 15%의 성능이 저하됨을 확인하였다. 거리가 멀어짐에 따라 터빈으로 유입되는 유속이 감소하게 되고, 동일한 속도로 회전하는 터빈 날개의 받음각이 감소하게 됨에 따라 토크가 가장 크게 발생하는 위상각 90도 부근에서 가장 큰 동력계수 차이가 발생함을 확인하였으며, 각 지점에서의 효율은 입구 직경의 3배만큼 떨어진 경우 0.439로 가장 유리하였고, 발전량은 약 6.7kW로 예측되었다. 또한, 입구로부터 동일한 거리에 위치한 터빈의 직경을 변화시켜가며 그에 따른 성능을 비교하였는데, 입구 직경과 동일한 크기를 갖는 터빈이 효율 및 발전량 측면에서 가장 유리함을 확인하였다.

유속 2.95m/s인 조건에서 입구 1, 2개에 대해 각 입구당 입구 직경 과 동일한 크기의 터빈 1기씩 배치한 것과 입구 직경의 0.5배인 터빈을 2기씩 인접하게 배치한 것으로 나누어 성능해석을 비교하였다. 불균일한 유입조건을 갖는 경우 인접한 터빈의 회전방향은 시계-반시계방향이 유리함을 확인하였으며, 입구 1개인 경우 약 25kW, 2개인 경우 입구당 약 30kW 정도의 발전량이 예측되었으며, 가동율 70%임을 감안하면 연평균 약 331MWh 정도의 발전량을 얻을 수 있을 것으로 기대한다.

4. 수직축 터빈을 이용한 터빈 배치 적용

수직축 터빈의 상호영향을 고려한 단지배치를 위해 터빈 6기를 대상으로 Single-type과 Canard-type으로 나누어 유속 2m/s, TSR=3.0 조건에서 수치해석을 수행하였고, Canard-type은 Dual, Triple, Hextuple로 구분하여 각각 수치해

석을 수행하였다.

Single-type은 단독 터빈 성능과 거의 유사함을 확인하였고, Dual은 단독 터빈 대비 약 13% 향상되었으며, Triple은 약 16%, Hextuple은 약 18% 정도 성능이 향상됨을 확인하였다. 또한, 전체 발전량은 $H/D=1.2$ 기준으로 Single-type은 약 229kW, Dual은 약 252kW, Triple은 약 259kW, Hextuple은 약 264kW를 보였다. 각 case에 대해 후류 영역에서의 속도 프로파일 및 속도결손을 파악한 결과 유입된 흐름이 터빈을 통과하여 멀어질수록 속도가 점차 회복되는 현상은 유사하지만, 인접한 터빈수가 증가할수록 속도회복이 더딘 것을 확인하였다.

수직축 터빈을 이용한 터빈 배치를 위해 여러 개의 열로 터빈을 놓는 경우 Canard-type의 이점을 활용하고, 한정된 해역 내에 단위 터빈당 발전량 및 총 발전량이 최대인 배치방법을 조사하기 위해 Single-type과 Canard-type에 대해 터빈 후류방향으로 터빈 직경의 10배에서 240배 구간에서의 속도결손을 조사하였다. 또한, 속도결손 결과를 바탕으로 각 Canard-type에 따른 임의의 지점에서 속도결손을 알 수 있도록 3차 함수 형태의 회귀식을 도출하였다. 이를 토대로 속도결손이 10%인 지점은 Single-type은 터빈 직경의 149배, Dual은 187배, Triple은 197배, Hextuple은 201배 떨어진 지점임을 확인하였다.

속도결손 결과를 바탕으로 2열 배치를 기준으로 Non-staggered와 Staggered의 배치구조를 갖는 경우 Single-type과 Canard-type에 따른 총 발전량 및 단위 터빈당 발전량을 총 16개의 시나리오에 대해 조사하였다. 결과를 종합해보면 Staggered 배치구조는 Non-staggered에 비해 2열에 배치되는 터빈이 1열 터빈의 후류영향을 받지 않게 됨에 따라 총 발전량 및 단위 터빈당 발전량 측면에서 유리한 방식임을 확인하였고, 전반적으로 Canard-type이 Single-type에 비해 유리하고, Canard-type 중에서는 Hextuple이 유리하였다. 그러나 일부 시나리오에서는 Canard-type으로 배치한 것과 Single-type으로 배치한 경우 발전량이 거의 유사한 경우를 보였는데, 이는 Single-type이 Canard-type에 비해 속도가 빠르게 회복됨에 기인한 것으로 판단된다. 또한, 시나리오에 따라 각 Canard-type에 따른 발전량이 유사한 경우도 확인할 수 있었는데, 제한된 해역의 크기 및 특성에 따라 Hextuple로 적용하지 않고 유동적으로 Dual 및 Triple-type으로 배

치하여 적용할 수 있음을 알 수 있었다. 따라서 상호영향을 이용한 수직축 터빈의 배치는 해역 크기 및 특성에 따라 배치활용도가 높은 육각형 staggered 구조를 갖는 Dual 및 Triple-type을 적용하는 것이 효과적일 것으로 판단되며, 이를 최종 제안하였다.

다양한 연구자들이 수평축 터빈을 대상으로 후류영역에서의 성능 특성 즉, 후류로 인한 상호간섭에 따른 성능을 조사하기 위해 여러 기법들을 이용하여 연구를 진행하고 있고, 수직축 터빈은 그러한 Far wake에 대한 연구가 상대적으로 부족하다는 점을 비추어볼 때, 상호영향을 고려한 수직축 터빈의 후류특성에 대한 연구는 지속적으로 수행되어야 한다. 특히, 후류특성을 연구함에 있어 난류강도와 전방 터빈에서 발생하는 불균일한 유입조건은 성능 및 발전량을 파악함에 있어 중요하게 고려되어야 할 것이므로, 수직축 터빈을 대상으로 이에 대한 추가 연구가 지속적으로 수행되어야 할 것으로 예상된다.

7.2 향후 연구내용

본 논문은 조류발전용 터빈의 배치에 대한 연구를 수행하기 위해 조류발전용 터빈의 기본적인 성능 및 특성을 조사하였고, 불균일한 유입조건을 갖는 제한 수로에 터빈 적용 및 해역에 배치 적용에 대한 연구를 진행하였다. 수직축 터빈의 배치방법 및 기준, 규정 등이 거의 전무하고, 수평축 터빈에 비해 상대적으로 터빈 배치에 대한 연구가 부족함에 따라 상호영향을 고려한 터빈 배치에 대한 연구를 진행하였다. 현재 결과와 선행 연구들의 추세를 미루어볼 때, 난류강도 및 비대칭 속도분포를 갖는 불균일 유입조건을 고려한 수직축 터빈의 성능 및 후류특성에 대해 향후 연구가 필요할 것으로 예상된다. 또한, 해역 형상 및 유향에 따른 성능 연구를 통해 적합한 수직축 터빈만의 최적화된 배치를 도출하고, 이를 통해 한정된 영역 내 터빈의 배치를 효과적으로 제시하는 설계방법에 대한 연구도 필요할 것으로 예상된다.

참고문헌

Abbott, H. I. et al., 1959, Theory of Wing Sections including a summary of airfoil data, pp.632-633.

Afgan, I. et al., 2013, Turbulent flow and loading on a tidal stream turbine by LES and RANS, Int. J. of Heat and Fluid Flow, 43, pp.96-108

ANSYS, FLUENT User guide.

Antheaume, S. et al., 2008, Hydraulic darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions, J. of Renewable Energy, 33, pp.2186-2198.

Bahaj, A. S. et al., 2007, Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank, J. of Renewable Energy 32, pp 407-426.

Bai, G. et al., 2013, Numerical investigation of the effects of different arrays on power extraction of horizontal axis tidal current turbines, J. of Renewable Energy, 53, pp.180-186

Calcagno, G. and Moroso, A., 2006, Experiment and Numerical investigation of an Innovative Technology for Marine Current Exploitation: the Kobold Turbine, Proc. of 16th International Offshore and Polar Engineering Conference, San Francisco, California, USA, May 28-June.

Castelli, M. R. et al., 2011, The Darrieus wind turbine : Proposal for a new

performance prediction model based on CFD, J. of Energy, 36, pp.4919–4934.

Churchfield, J. M. et al., 2012, A large-eddy simulation study of wake propagation and power production in an array of tidal-current turbines, Philosophical Transactions of the Royal Society

Dabiri, O. J., 2011, Potential order-of-magnitude enhancement of wind farm power density via counter-rotating vertical-axis wind turbine arrays, J. of Renewable Sustainable Energy, 3, pp.043104.

EMEC, 2009, Assessment of Tidal Energy Resource – Marine renewable energy guides, the European Marine Energy Centre (EMEC), available from (www.emec.org.uk/standards/).

EMEC, Standards guidelines for wave and tidal energy conversion systems, the European Marine Energy Centre (EMEC), available from (www.emec.org.uk/standards/).

Fox, R. W. and McDonald. A. T., 1994, Introduction to Fluid Mechanics, 4th edn., Wiley.

Gareth, I. G., 2009, The hydrodynamic analysis of a vertical axis tidal current turbine, Thesis for the degree of doctor philosophy, The University of Edinburgh.

George, N. F., 1963, Some entrainment properties of a turbulent axi-symmetric jet, Research report, The Aerophysics Department Mississippi State University.

Han, J. S. et al., 2010, Study on Design of Darrieus-type Tidal Stream Turbine Using Parametric Study, J. of the Korean Society for Marine Environmental Engineering, 13(4), pp.241–248.

Han, J. S. et al., 2011, Parametric Numerical Study on the Performance of Helical Tidal Stream Turbines, J. of the Korean Society for Marine Environmental Engineering, 14(2), pp.114-120.

Hirsch, H. and Mandal, A. C., 1987, A cascade theory for the aerodynamic performance of darrieus wind turbines, J. of Wind Engineering, 11(3), pp.164-175.

Hong, K. Y. and Hyun, B. S., 2010, The Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, 39(1), pp.13-19.

Howell, R. et al., 2010, Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine, J of Renewable Energy, 35, pp.412-422.

Hussein, J. H. et al., 1994, Velocity measurements in a high-Reynolds-number, momentum-conserving, axisymmetric, turbulent jet, J. of Fluid Mech., 258, pp.31-75.

Hyun, B. S. and Lee J. K., 2013, Hydrodynamic aspects on three-dimensional effects of vertical-axis tidal stream turbine, J. of the Korean Society for Marine Environment and Energy, 16(2), pp.61-70.

Hyun, B. S., 2012, Development of Standardized S/W System for the Integrated Design of Tidal Current Turbines, Final Report, Tidal Stream Energy Research Center, Busan, Korea.

Hyun, B. S., 2012, Tidal Stream Energy Research, Final report, Tidal Stream Energy Research Center.

IEC, 2005, "Wind turbines - Part 1: Design requirements (IEC-61400-1)", International Electrotechnical Commission (IEC).

Jung, D. H. et al., 2004, Down stream evolution of the most energetic modes in a turbulent axisymmetric jet at high Reynolds number. Part 1. The near-field region, J. of Fluid Mech., 514, pp.173-204.

Jung, H. J. et al., 2009, Unsteady Flow Around a Two-dimensional Section of a Vertical Axis Turbine for Tidal Stream Energy Conversion, Int' l J. of Naval Architecture & Ocean Engineering, 1, pp.64-69.

Kang, K. S. et al., 2007, Installation of pilot plant and troubleshootings of horizontally linked helical turbines with unconfined free flow condition in artificial channel, Proc. of The Korean Society for New and Renewable Energy, pp.626-629.

Kim, B. S. et al, 2008, Basic Configuration Design and Performance Analysis of a 100kW Wind Turbine Blade using Blade Element Momentum Theory, J. of the Korean Society of Marine Engineering, 32(6), pp.827-833

Kim, J. Y. and Kang. K. S., 2008, Analysis of impact on the circulating water system due to installation of low-head stream turbine at the discharge channel of the power plant, Proc. of Korea Water Resources Association.

Kinzel, M. et al., 2012, Energy exchanging in an array of vertical-axis wind turbines, J. of Turbulence, 13(38), pp.1-13.

Kwon, S. J. and Seo I. W., 2005, Reynolds number effects on the behavior of a non-buoyant round jet, J. of Experiments in fluids, 38, pp.801-812.

Laneville, A. and Vittecoq, P., 1986, Dynamic Stall: The Case of the Vertical Axis Wind Turbine, J. of Solar Energy Engineering, 108, pp.140-145.

Lee, D. H., et al., 2012, Development of Hydrodynamic Capacity Evaluation Method for a Vertical-Axis Tidal Stream Turbine, J. of the Korean Society for

Marine Environmental Engineering, 15(2), pp.142-149.

Lee, J. K. and Hyun, B. S., 2015, Study on Performance of Vertical-Axis Turbines Applied to the Discharged Channel of Power Plant, J. of the Korean Society for Marine Environment and Energy, 18(4), pp.274-281

Lee, J. K. and Hyun, B. S., 2016, Study on Performance Variation According to the Arrangements of Adjacent Vertical-Axis Turbines for Tidal Current Energy Conversion, J. of the Korean Society for Marine Environmental Engineering, 19(2), pp.1-8

Li, Y. and Calisal, M. S., 2010, Modeling of twin-turbine systems with vertical axis tidal current turbines: Part I-Power output, J. of Ocean Engineering, 37, pp.627-637.

Li, Y. and Calisal, S. M., 2010, Three-dimensional effects and arm effects on modeling a vertical axis tidal current turbine, J. of Renewable Energy, 35, pp.2325-2334.

Li, Y. and Calisal. M. S., 2010, Modeling of twin-turbine systems with vertical axis tidal current turbines: Part I-Power output, J. of Ocean Engineering, 37, pp.627-637.

Marsh, P. et al., 2015, Three-dimensional numerical simulation of straight-bladed vertical axis tidal turbines investigating power output, torque ripple and mounting force, J. of Renewable Energy, 83, pp.67-77.

Mitsuhiro, S. et al., 2000, An Experimental Study of the Characteristics of a Darrieus Turbine for Tidal Power Generation, J. of Electrical Engineering in Japan, 132 (Translated from Denki Gakkai Ronbunshi), 118-B, pp.781-787.

MTIE Notification, 2014, Guidelines of management and operation manual of

the renewable portfolio standard, #2014-30, Ministry of Trade, Industry and Energy (MTIE).

Mycek, P. et al., 2014, Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behavior. Part I: One single turbine, J. of Renewable Energy, 66, pp.729-746

OES, 2012, An international vision for ocean energy, Ocean Energy System, available from(www.ocean-energy-systems.org).

Paraschivoiu, I. et al., 1988, Blade Tip, Finite Aspect Ratio, and Dynamic Stall Effects on the Darrieus Rotor, J. of Propulsion, 4(1), pp.73-80.

Paraschivoiu, I., 2002, Wind Turbine Design with Emphasis on Darrieus Concept, Presses internationales Polytechnique.

Park, H. C. et al., 2014, Geometry Design of a Pitch Controlling Type Horizontal Axis Turbine and Comparison of Power Coefficients, J. of the Korean Society for Marine Environment and Energy, 17(3), pp.167-173.

Pelamis, available from <http://tinyurl.com/pelamis/>.

Pierella, F. et al., 2014, Blind Test 2 calculations for two in-line model wind turbines where the downstream turbine operates at various rotational speeds, J. of Renewable Energy, 70, pp.62-77

Pointwise, Gridgen tutorial book.

Rawlings, W. G., 2005, Parametric characterization of an experimental vertical-axis hydro turbine, Thesis for master degree, University of British Columbia.

Sheldahl, R. et al., 1981, Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines, Technical Report SAND 80-2114, Sandia National Labs., Albuquerque, USA.

Song, M. S. et al., 2014, Study on investigation of potential marine energy associated with nuclear power plant, Final report, The Korean Society for Marine Environment and Energy.

Strategic initiative for ocean energy(SI-Ocean), 2012, Ocean energy : State of the art, SI-Ocean.

Tescione, G. et al., 2014, Near wake flow analysis of a vertical axis wind turbine by stereoscopic particle image velocimetry, J. of Renewable Energy, 70, pp.47-61

The executive committee of OES-IA, 2009, Annual report, International Energy Agency Implementing Agreement on Ocean Energy Systems(OES-IA),available from (www.iea-oceans.org).

The Korean Academy of Science and Technology(KAST) research report, 2012, Future perspectives and national development strategies on renewable ocean energy, KAST.

Turnock, R. S. et al., 2011, Modeling tidal current turbine wakes using a coupled RANS-BEMT approach as a tool for analysing power capture of arrays of turbines, J of Ocean Engineering, 38, pp.1300-1307

Walter, T., 1926, Calculation of turbulent expansion processes, Technical memorandum, National Advisory Committee for Aeronautics.

Winchester, J. D et al., 2009, Torque ripple and variable blade force : A comparison of Darrieus and Gorlov-type turbines for tidal stream energy

conversion, Proc. of 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden.

Xu, G. and Antonia. R. A., 2002, Effect of different initial conditions on a turbulent round free jet, J. of Experiments in Fluid, 33, pp.677-683.

Zhou, Z. et al., 2014, An Up-to-date review of large marine tidal current turbine technologies, International Power Electronics and Application Conference and Exposition, Shanghai, November 5-8, pp.480-484.



감사의 글

학부 2학년 겨울, 입문하게 된 연구실에서 지낸 9년이라는 시간이 지금 생각해보면 참 짧게만 느껴집니다. 돌이켜보면 연구실이란 공간은 지금의 저를 지속적으로 강하게 만들어 준 치열했던 곳이기도 하고, 어려움을 만날 때마다 너무나 힘들어만 했고, 포기하려고만 했던 나약한 저를 돌아보게 해준 고마운 곳이기도 합니다. 이 작은 공간에서 마지막 결실을 맺는 것이 기쁘기도 하고, 한편으로는 나태했던 제 자신이 부끄럽기도 합니다. 하지만 큰 무게감 가지고 사회에 기여할 수 있는 한 사람이 되도록 더욱 정진하고자 합니다.

‘연구’라는 것을 통해 저의 능력이 모자라지 않다는 것을 깨닫게 해주신 현범수 교수님, 많이 힘드셨을 교수님, 오랜 기간 부족한 저에게 공학도로서 가져야 할 자세, 공학적 감각을 일깨워 주셨고, 한 인간으로, 가장으로, 아들로 어떻게 살아가야 하는지 가르쳐주셨습니다. 너무 감사합니다 교수님.

많이 부족하지만 제 논문을 심사해주신 조효제 교수님, 박종천 교수님, 김정환 본부장님, 박선호 교수님께도 진심으로 감사하다는 말씀드립니다.

먼저 박사과정을 졸업한 선배이자 후배인 김정현, 김길원, 이언주, 항상 파이팅해주고, 조언해주고, 도움이 되어줘서 고맙다는 말 전합니다. 그리고 같이 연구실에서 동고동락했던 한준선, 이대형, 학부생이었지만 애정이 각별했던 김동민, 최연주, 한성구, 박태민, 강현승, 김은지, 류채화, 오경일, 박종수, 박상훈, 고맙습니다.

박사과정 중에 같은 분야에서 학업에 정진하며 항상 큰 힘이 되어준 동료인 인하대학교 이강희, 한국해양대학교 이낙중 박사, 함께여서 너무 행복했고, 고마웠습니다.

늦게 공부를 시작하여 지금까지 지켜봐주신 어머니, 아버지. 너무 오랫동안 걱정시켜드려 죄송합니다. 하나 밖에 없는 저를 아낌없이 지원해주시고, 사랑해주신 덕분에 제가 결혼도 할 수 있었고, 편안한 환경에서 공부를 마칠 수 있었습니다. 어머니, 아버지 정말 감사합니다. 그리고 너무 많이 사랑합니다. 좋은 아들이 되도록 계속 노력하겠습니다.

공부하고 있는 저를 사위로 맞아주신 장인어른, 장모님, 웃으면서 사위가 되어주어 고맙다고, 매일같이 기도해주시고, 격려해 주셔서 항상 감사합니다. 자주 보진 못하지만 부지런한 처남, 착한 아들로 살아가도록 동기를 부여 해주어 고마운 마음 전합니다. 그리고 바라볼 때마다 행복한 마음을 갖게 해준 김진환 형님과 형수님, 감사합니다.

마지막으로 결혼해서 적응하기 힘들었음에도 불구하고 내 옆에서 잘 챙겨준 사랑하는 아내 혜민과 10월에 보게 될 우리 딸 도담이에게 고맙다는 말 전합니다.

2016년 7월 20일

이정기